

**DISEÑO DEL SISTEMA DE BALANCEO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
MONO CILÍNDRICO PARA OPERAR CON COMBUSTIBLES MÚLTIPLES Y DE
ENCENDIDO POR COMPRESIÓN O POR CHISPA**

JUAN DAVID OBANDO DÍAZ

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2017**

**DISEÑO DEL SISTEMA DE BALANCEO DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN
MONO CILÍNDRICO PARA OPERAR CON COMBUSTIBLES MÚLTIPLES Y DE
ENCENDIDO POR COMPRESIÓN O POR CHISPA**

JUAN DAVID OBANDO DÍAZ

Proyecto de Grado para optar al Título de Ingeniero Mecánico

**Director
EDISON DE JESÚS HENAO CASTAÑEDA
M.Sc., Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
PEREIRA
2017**

Nota de Aceptación:

Firma del Presidente del Jurado

Firma del Jurado

Pereira, 06 de Octubre de 2017

DEDICATORIA

Este gran logro está dedicado principalmente a DIOS quien día a día me brindó sabiduría, fortaleza y las ganas para afrontar todos mis retos.

A mis padres, Luz Adriana Díaz Giraldo y Jorge Álvaro Obando Escobar, por inculcarme tantos principios, porque siempre me exigieron en todo, me enseñaron a dar lo máximo y a no conformarme con menos; porque a pesar de mis errores siempre me tienen en el punto más alto.

A mi hermana, Valeria Obando Díaz por su apoyo incondicional, desinteresado y por su fidelidad en todo momento y por darme un motivo más, mi hermoso sobrino Matías.

A mi abuela, Olga Lucía Restrepo por ser la mejor mujer del mundo, por mostrarme las cosas buenas y malas de la vida, y enseñarme que los límites existen, por aceptarme como su nieto aunque la sangre dijera lo contrario.

A mi abuela, Rosa Amanda Escobar por aguantarme en su hogar este tiempo de aprendizaje, por recibirme siempre con los brazos abiertos y un buen plato de comida.

A mis amigos y compañeros de estudio, porque me acompañaron y acogieron en algunos momentos donde me dejaba llevar por la pereza.

AGRADECIMIENTOS

Al Ingeniero Edison de Jesús Henao Castañeda M.Sc, director del proyecto por la confianza brindada a la hora de aceptar el reto de asesorarme en este gran proyecto; por todos sus aportes y colaboración.

Al Ingeniero Juan Mario Zapata, por sus enseñanzas y su paciencia; porque más que un asesor se convirtió en un amigo.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	11
FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	12
JUSTIFICACIÓN	13
OBJETIVOS	14
OBJETIVO GENERAL	14
OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
1. DINÁMICA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA	15
1.1 MASAS EQUIVALENTES	15
1.2 FUERZAS DE PRESIÓN DEL GAS	16
1.3 FUERZAS DE INERCIA	18
1.4 PAR MOTOR	21
1.4.1 Uniformidad de marcha	22
1.4.2 Volante	22
1.5 EQUILIBRADO DE MOTORES	23
1.5.1 Máquina alternativa con dos ejes de balanceo rotacionales	24
1.5.2 Sistema de contrapeso en línea para un motor monocilíndrico	27
2. MOTOR DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE	31
2.1 MECANISMO DE MANIVELA-DESLIZADOR INICIAL	31
2.2 MECANISMO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE NISSAN	32
2.3 MODELO EN MADERA	33
2.4 FUERZAS DEBIDO A LA PRESIÓN DE LOS GASES	34
2.4.1 Presión de los gases	34
2.4.2 Fuerzas debido a la presión de los gases	37
2.5 FUERZAS DE INERCIA	38
2.5.1 Reducción de masas en los eslabones del mecanismo	39
2.5.2 Fuerzas y pares de sacudimiento	46
2.5.3 Fuerzas de inercia desplazadas al cigüeñal	50
2.5.4 Estudio de Balanceo	53
4. DISEÑO DE EJES DE BALANCEO	59
4.1 EJES PRIMARIOS	59
4.1.1 Materiales	59
4.1.2 Configuración geométrica	59
4.1.3 Análisis de fatiga	66
4.2 EJE SECUNDARIO	71
4.2.1 Configuración geométrica	71
4.2.2 Análisis de fatiga	75
4.3 RUEDAS DENTADAS	79
CONCLUSIONES	82
BIBLIOGRAFÍA	83
ANEXOS	85

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Parámetros introducidos a Siciclo10.....	35
Tabla 2. Masas de Balanceo.....	57
Tabla 3. Materiales para los ejes de balanceo.....	59
Tabla 4. Diámetro para el eje primario.....	63
Tabla 5. Constante de Neuber para aceros.	68
Tabla 6. Diámetro para el eje primario.....	74
Tabla 7. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros en ejes de acero de sección circular maciza.	76

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Modelos dinámicos de masas concentradas de una biela.....	16
Figura 2. Diagramas de presión del gas contra volumen y ángulo (p - V y p - ϕ).	17
Figura 3. Equilibrado estático del cigüeñal	20
Figura 4. Compensación de las fuerzas alternativas de inercia en un motor monocilíndrico.....	21
Figura 5. Balanceo por medio de dos cilindros	24
Figura 6. Estructura de la máquina alternativa.....	25
Figura 7. Contrapeso principal y contrapesos coaxiales.....	26
Figura 8. Engranajes de conducción de los ejes de contrapeso.....	27
Figura 9. Estructura del motor monocilíndrico.....	28
Figura 10. Movimiento del contrapeso respecto al cigüeñal.	29
Figura 11. Disposición del contrapeso de rotación.	30
Figura 12. (a) Motor Petter PJ1 (b) Curva de comportamiento Petter PJ1.	31
Figura 13. Mecanismo de RCV Nissan.	32
Figura 14. Modelo del mecanismo en SolidWorks.	33
Figura 15. Modelo en madera del mecanismo.	33
Figura 16. Presión del Diésel con RC 22.	36
Figura 17. Presión del Biodiésel con RC 15.	36
Figura 18. Presión de la Gasolina con RC 9.....	37
Figura 19. Comparación entre fuerzas RC 22, 15 y 9.....	38
Figura 20. Modelado del grupo pistón del motor Petter PJ1.	39
Figura 21. Grupo biela preliminar.....	40
Figura 22. Grupo Eslabón Terciario Preliminar.....	41
Figura 23. Medidas del Grupo Eslabón Terciario.....	41
Figura 24. Modelo en madera del eslabón terciario.	42
Figura 25. Montaje experimental para el cálculo de la concentración de masas. ...	43
Figura 26. Modelo del Cigüeñal del Motor Petter PJ1.....	44
Figura 27. Grupo Eslabón de Control.	45
Figura 28. Fuerza inercial Pistón-Biela.	46
Figura 29. Fuerza inercial Biela-Terciario.	46
Figura 30. Fuerza inercial Control-Terciario.....	47
Figura 31. Fuerza inercial Cigüeñal-Terciario.	47
Figura 32. Fuerza de Sacudimiento.	48
Figura 33. Par de Torsión de Sacudimiento.....	48
Figura 34. (a) Mecanismo con factor de balanceo de 50%.....	50
Figura 35. Fuerzas de Sacudimiento en el eje X.	50
Figura 36. Fuerzas de Sacudimiento en el eje Y.	51
Figura 37. Fuerzas de Sacudimiento y Diagrama Polar.....	51
Figura 38. Fuerza de sacudimiento en X, original y modelo.	53
Figura 39. Fuerza de sacudimiento en Y, original y modelo.	53
Figura 40. Primera iteración para el balanceo.	54
Figura 41. Segunda iteración para el balanceo.....	55

Figura 42. Tercera iteración para el balanceo.....	55
Figura 43. Eje de balanceo MITEC Automotive.	57
Figura 44. Eje de Balanceo Hyundai.....	58
Figura 45. Eje de balanceo para un monocilíndro o multicilindro.....	58
Figura 46. Configuración geométrica del eje de balanceo primario.	59
Figura 47. Condiciones de carga, fuerzas cortantes y momento flector en el eje primario.	60
Figura 48. Presión de los gases.....	61
Figura 49. Velocidad del pistón.....	61
Figura 50. Par motor para el eje primario.	62
Figura 51. Eje de balanceo primario.	63
Figura 52. Análisis de elementos finitos eje primario acero 1020 laminado en caliente.	64
Figura 53. Análisis de elementos finitos acero 1045 laminado en frío.	65
Figura 54. Análisis de elementos finitos del eje con cambios de sección suavizados.....	65
Figura 55. Punto crítico 1 eje primario.	66
Figura 56. Factores de superficie para el acero.....	67
Figura 57. Curvas para la determinación del índice de sensibilidad a la entalla, q.	68
Figura 58. Eje de sección circular con cambio de sección sometido a torsión.	69
Figura 59. Punto crítico 2 eje primario.	70
Figura 60. Configuración geométrica del eje de balanceo primario.	72
Figura 61. Par motor para el eje secundario.....	73
Figura 62. Condiciones de carga, fuerzas cortantes y momento flector en el eje secundario.	73
Figura 63. Eje de balanceo secundario.....	74
Figura 64. Análisis de elementos finitos eje secundario acero 1020 laminado en caliente.	75
Figura 65. Punto crítico 1 eje secundario.....	75
Figura 66. Punto crítico 2 eje secundario.....	77
Figura 82. Punto crítico 3 eje secundario.....	78
Figura 68. Configuración para el sistema de transmisión	80
Figura 69. Características de una correa síncrona.	81

RESUMEN

En este proyecto se presenta el diseño del sistema de balanceo de primer y segundo orden para el proyecto en ejecución llamado “Diseño y Construcción de un Motor de Combustión Mono Cilíndrico para Operar con Combustibles Múltiples y de Encendido por Compresión o por Chispa”

Se realizaron los cálculos termodinámicos, a partir de la teoría de ciclos reales, conducentes a la determinación de los niveles de presión y temperatura en la cámara de combustión, también los cálculos de los mecanismos del motor basados en la teoría de mecanismos y máquinas y, a partir de allí, se desarrollaron los cálculos preliminares de los mecanismos y sistemas, conducentes a la elaboración del diseño y dimensionamiento preliminar del motor. Se realizaron los análisis de las formas finales de las piezas mediante un programa de análisis de elementos finitos.

Estos cálculos se trabajaron para la configuración inicial de un motor Petter PJ1, donde se tuvieron en cuenta condiciones, características y algunos de los elementos del motor; así también, para los elementos que se fueron diseñando en los estudios conjuntos que hacen parte del proyecto en general.

Se hallaron las fuerzas que se presentaban en la configuración del mecanismo monocilíndrico y con base a estas se empezaron a hallar las piezas que las iban a contrarrestar y disminuir en mayor medida, para esto se tuvieron en cuenta las formas de los ejes de balanceo más comunes, que en general se presentan para motores multicilíndricos.

Así se concluye con el diseño de dos ejes de balanceo para las fuerzas de primer orden y un eje de balanceo adicional para las fuerzas de segundo orden

INTRODUCCIÓN

A principios de 1800 la búsqueda por crear máquinas funcionales y productoras de energía mecánica se convirtió en uno de los retos de ingeniería y desarrollos tecnológicos más importantes para la humanidad, lo que adquirió más fuerza a partir de la producción comercial del petróleo, pero que trajo consigo problemas asociados a la contaminación ambiental, aumentos de los niveles de CO₂, dependencia del mismo, entre otros.

Actualmente, el hombre se ha visto en la necesidad de estudiar el mejoramiento en cuanto a eficiencia y comportamiento con el medio ambiente de los motores de combustión interna; por lo que se busca el estudio en motores que caractericen las propiedades de los diferentes combustibles y mezclas que se trabajan en el mercado actual.

En vista de esto, la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira incursionó en el estudio de motores de combustión interna con sistema de relación de compresión variable para el estudio del desempeño, características e impacto de los combustibles y sus posibles combinaciones.

El objetivo del presente proyecto es el estudio y diseño de un sistema de balanceo para las fuerzas de primer y segundo orden de un motor de relación de compresión variable, con el cual se busca analizar lo que ocurre internamente debido al movimiento de los diferentes mecanismos productores de fuerzas y vibraciones que puedan afectar o disminuir la eficiencia y suavidad con la que pueda trabajar el motor de combustión interna.

El proyecto cuenta con la colaboración y participación de las áreas de diseño, laboratorio de máquinas de combustión, taller de máquinas herramientas y vicerrectoría de investigación; esto hace que el estudio tenga gran relevancia ya que se cuenta con las herramientas para alcanzar los objetivos del proyecto y por ende resultados importantes en un campo donde actualmente no se trabaja mucho en Colombia.

FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

El propósito del presente proyecto es el desarrollo de un motor de combustión interna mono cilíndrico experimental adaptable para operar con combustibles inflamables por compresión o por chispa. El interés por llevar a cabo este proyecto parte de la diversidad actual en la canasta de combustibles para los motores tradicionales de gasolina y Diesel, promovida por el Gobierno Nacional y la necesidad de conocer la influencia de la composición de los combustibles y su dosado sobre el desempeño, las emisiones y el consumo de los motores. Efectivamente, los tradicionales motores de encendido por chispa de los vehículos operan actualmente con mezclas de gasolina-etanol, propano, gas natural y, en casos aislados, con dosificaciones paralelas de hidrógeno y oxígeno provenientes de la destilación del agua a bordo de los vehículos. Los motores Diesel, por su parte, son alimentados con mezclas de Diesel y varios tipos de biodiesel, extraídos a partir de aceite de fritura, jatropha, palma africana y otras plantas.

Si las fuerzas de inercia no se encuentran balanceadas al interior del motor, éstas se transmiten a través de sus partes móviles causando vibraciones molestas y en ocasiones incapacitantes dependiendo de su gravedad. Se acostumbra por cuestiones de economía sólo realizar balanceo de las fuerzas primarias en motores convencionales pero se sabe que el efecto producido es la suma de diferentes fuerzas que se deben considerar por separado con el fin de analizar y reducir los efectos secundarios.

El principal problema causado por el desbalance interno en un motor son las vibraciones, las cuales con relación al periodo de comportamiento de las mismas arrojan fallas en los mecanismos del motor. En motores mono cilíndricos donde no existe equilibrio mediante contrapesos se puede producir efectos de fatiga causados por la variación del momento del pistón, la biela y el cigüeñal. Cabe destacar que el pistón no realiza su movimiento a velocidad constante, por el contrario se mueve mediante aceleraciones, esto lleva a un cambio en la energía cinética que provoca también vibraciones con el doble de frecuencia de las revoluciones del motor, ya que el cigüeñal tiende a frenar cuando el pistón se encuentra acelerando y tiende a acelerar cuando el pistón se encuentra desacelerando. Cuando se tienen vibraciones, el aumento de fuerzas internas tiende a reducir la energía que se obtiene del motor, así también, se obliga a dimensionar los mecanismos en mayor tamaño y peso. Todos estos problemas no sólo afectan el motor sino que también se transmiten a través de sus partes móviles, afectando toda la máquina como tal y por ende la comodidad del usuario.

¿Cómo diseñar un mecanismo de balanceo para un motor de combustión interna de tal modo que se puedan minimizar las fuerzas inerciales de primer y segundo orden?

JUSTIFICACIÓN

El desarrollo de un motor mono cilíndrico es una tarea que se cree, debe enfrentar la comunidad académica nacional en un momento en que a nivel tecnológico son muchos los cambios constructivos y tecnológicos que se están dando sobre todo en el campo de motores para automóviles y cuando el conocimiento y la tecnología disponible en el país son suficientes para realizar una tarea que en otro tiempo se pensaba sólo la podían desarrollar los países adelantados. Para nombrar algunos tópicos importantes y en los cuales la universidad debería trabajar actualmente, puede citarse el desarrollo de sistemas de alimentación para combustibles múltiples; el diseño de soluciones flexibles en los mecanismos de distribución de gases y manivela deslizador, para ajustar modos de control de combustión acordes con los regímenes de velocidad y carga y así responder a las exigencias dinámicas, control de emisiones, reducción de consumo, entre otros; el desarrollo de sistemas de control de vibraciones y de ruido, a partir de estrategias constructivas de mejoramiento del balanceo y la uniformidad de giro; el control del régimen térmico de los motores para controlar las emisiones y reducir el tiempo de calentamiento. En los motores de automoción y también en los motores industriales se observa una tendencia al aumento de la potencia por cilindro de los motores y a la reducción de la masa y de las dimensiones, fundamentado esto en la buena utilización de los métodos de diseño y manufactura CAD/CAM/CAE, tema en el cual las universidades y particularmente el programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira, ha ganado fundamentación.

El mejoramiento del balanceo es primordial en el desarrollo del motor para la reducción de vibraciones y ruido, problemas causados básicamente por dos motivos, el menos grave, el que se genera por la irregular salida del par en los motores alternativos de combustión interna y el más importante, la incapacidad para balancear las fuerzas inerciales debido al movimiento del pistón en algunas configuraciones de motor como por ejemplo motores mono cilíndricos que por las necesidades de balanceo alternativo, rara vez permiten alcanzar perfecto balanceo rotativo del cigüeñal.

Además de contribuir a incursionar en el diseño de los motores de combustión, se pretende que éste sea un proyecto que permita vincular las diferentes áreas del conocimiento implicadas de la Ingeniería Mecánica (termodinámica, fluido-dinámica, materiales, teoría de mecanismos y máquinas, diseño de máquinas, procesos de manufactura) en un concepto de diseño integral colaborativo, muy difundido en el mundo productivo internacional, pero poco aplicado en los programas de ingeniería de nuestro país, donde la tradición ha sido la de formación por asignaturas, más no por proyectos concurrentes e interdisciplinarios.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Diseñar el sistema de balanceo de fuerzas inerciales de primer y segundo orden para un motor de combustión interna mono-cilíndrico con relación de compresión variable en el que se pueda estudiar la combustión, el nivel de vibraciones y ruido, y el comportamiento general del motor operando con diferentes tipos de combustibles.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar los sistemas de balanceo de fuerzas de primer y segundo orden utilizados en motores de combustión interna.
- Diseñar el sistema de balanceo dinámico de fuerzas de inercia de primer y segundo orden para el motor objeto del proyecto.
- Diseñar los planos constructivos de las piezas.

1. DINÁMICA DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Un motor de combustión interna se encuentra balanceado cuando las fuerzas que actúan sobre él, se encuentran contrarrestadas en dirección y magnitud, así, las reacciones sobre sus apoyos se deben comportar de manera constante. Las fuerzas que se presentan en el motor son: las ejercidas por el peso de las piezas, las fuerzas de rozamiento, las producidas por la presión de los gases y las fuerzas de inercia que se generan por la velocidad de los elementos del mecanismo en movimiento, siendo estas dos últimas las más importantes debido a que se transmiten y descomponen a lo largo del mecanismo creando fuerzas de fricción, reacciones, esfuerzos y momentos durante la operación del motor; generalmente los motores no se encuentran balanceados en su totalidad y es por esto que se recurre al estudio de los diferentes agentes que lo afectan.

Las fuerzas de inercia y de presión de gases no balanceadas junto con sus momentos se transmiten a los apoyos del motor y, a consecuencia del carácter periódico de su variación, provocan vibraciones en la suspensión del motor y esfuerzos cíclicos en el bastidor del vehículo.

1.1 MASAS EQUIVALENTES

Para poder determinar las fuerzas de inercia es indispensable conocer las masas de los elementos del mecanismo, siendo necesario realizar una reducción de masas para simplificar los cálculos. Al realizar el estudio de la mecánica de los motores de combustión interna se han establecido tres movimientos distintos:

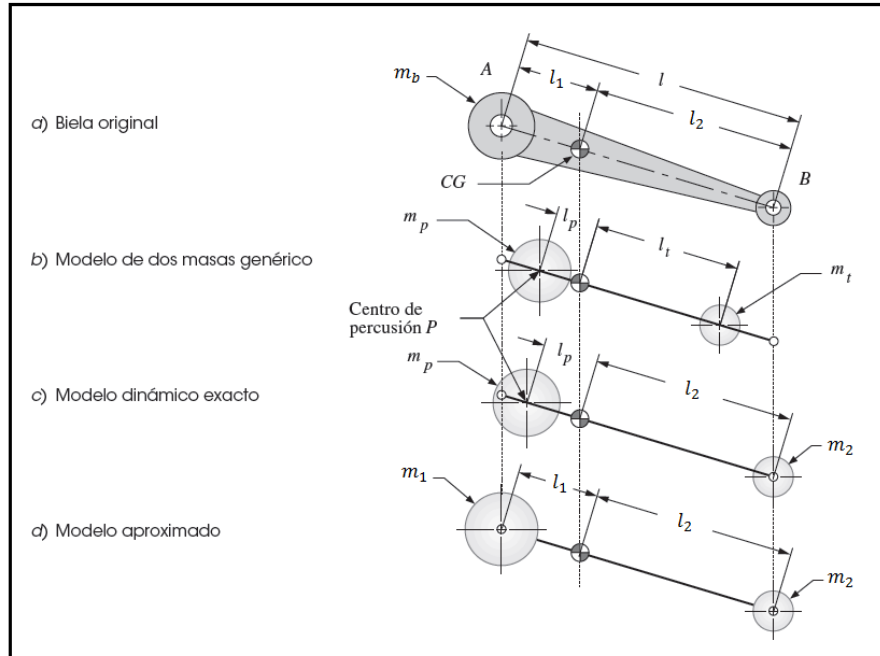
El movimiento circular continuo del eje de cigüeñal, el movimiento rectilíneo alternativo del pistón y el movimiento elíptico complicado de la biela.

Con el fin de realizar el análisis de las fuerzas de inercia en el mecanismo, se requiere proponer un modelo dinámicamente equivalente de la biela debido a su movimiento complejo. Este modelo se debe realizar cumpliendo con las siguientes consideraciones:

1. La masa del modelo debe ser igual a la del cuerpo original.
2. El centro de gravedad debe estar en el mismo lugar que el del cuerpo original.
3. El momento de inercia de masa debe ser igual al del cuerpo original.

Se considerará entonces la biela descompuesta en dos masas puntuales unidas por un eslabón. Donde m_b es la masa de la biela y m_1 , m_2 , las masas puntuales en las cuales se va a descomponer la biela.

Figura 1. Modelos dinámicos de masas concentradas de una biela. [1]



Dónde:

$$m_1 = (l_2/l) \cdot m_b$$

$$m_2 = (l_1/l) \cdot m_b$$

Siendo l la longitud de la biela, l_1 es la distancia desde el centro de la cabeza de biela hasta el centro de gravedad de la misma, l_2 es la distancia desde el centro del extremo pequeño hasta el centro de gravedad de la biela.

Por lo general, en los motores $m_1 = (0,7 - 0,8) \cdot m_b$ y $m_2 = (0,2 - 0,3) \cdot m_b$

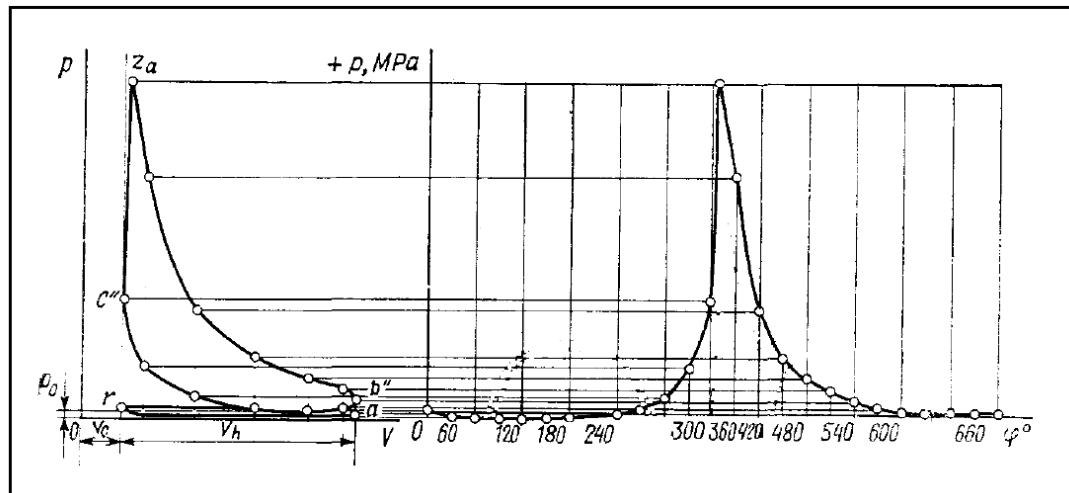
Este modelo aproximado es adecuado para los cálculos de diseño iniciales. Una vez establecida una geometría de diseño viable, podrá realizarse un análisis de fuerzas completo y exacto. [1]

1.2 FUERZAS DE PRESIÓN DEL GAS

Los motores de combustión interna alternativos son máquinas térmicas capaces de transformar en trabajo mecánico una parte del calor, producido en su interior, por reacción química, exotérmica, de la sustancia combustible y comburente. Este calor que se aporta produce variación en los valores determinantes presión, volumen y temperatura del gas. [2]

La fuerza de presión del gas ejercida sobre el área del pistón se sustituye con una sola fuerza que actúa a lo largo del eje del cilindro y se aplica al eje del pasador del pistón con el fin de hacer más fácil el análisis dinámico. Se determina para cada momento del tiempo (ángulo φ) contra un diagrama indicador obtenido de un motor real o contra un diagrama indicador trazado con base en un análisis térmico (normalmente en la salida de potencia nominal y correspondiente velocidad del motor).

Figura 2. Diagramas de presión del gas contra volumen y ángulo (p - V y p - φ). [3]



El desarrollo del diagrama indicador generalmente se inicia desde el PMS durante el recorrido de admisión. Hay que tener en cuenta que en un diagrama de presión no desarrollado se cuenta desde un cero absoluto, mientras que en un diagrama desarrollado se muestra un exceso de presión sobre el pistón ($\Delta p_g = p_g - p_0$).

Por lo tanto, las presiones del cilindro del motor por debajo de la presión atmosférica se muestran en un diagrama desarrollado como negativas. Las fuerzas de presión de gas dirigidas hacia el eje del cigüeñal se conocen como positivas y aquellas hacia el exterior, negativas.

La fuerza de presión del pistón (MN):

$$P_g = (p_g - p_0) \cdot F_p$$

Donde F_p es el área del pistón en (m^2), p_g y p_0 son la presión del gas en cualquier instante de tiempo y la presión atmosférica respectivamente, en (MPa). [3]

1.3 FUERZAS DE INERCIA

La dinámica es aquella parte de la mecánica que estudia simultáneamente los movimientos y sus causas, las fuerzas; pero también, las fuerzas son las únicas causas capaces de producir aceleraciones.

Las fuerzas de inercia no tienen oponente y dan lugar a cargas y movimientos que trascienden más allá de la bancada hasta límites indefinidos y que valen el producto de las masas en movimiento por su aceleración instantánea, las cuales se encargan de determinar la dirección e intensidad de las fuerzas de inercia cuando las masas giratorias no están equilibradas.

Para comprender en que forma actúan las fuerzas de inercia, es preciso realizar un estudio cinemático del motor, a fin de hacer una clasificación de las fuerzas, la dirección, el plano en que actúan y a cuánto alcanza su intensidad.

Del estudio cinemático del mecanismo se encuentra la ecuación de posición del pistón, la cual es aproximada debido a que sólo se tienen en cuenta hasta los valores de segundo término para lograr mayor facilidad en el uso del modelo:

$$s \approx r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

Derivando la ecuación, se obtiene la velocidad con la primera derivada y la aceleración con la segunda derivada, así pues:

$$v \approx r\omega \left[(\sin \alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot (\sin 2\alpha) \right]$$

$$a \approx r\omega^2 [(\cos \alpha) + \lambda \cdot (\cos 2\alpha)]$$

Siendo ω la velocidad angular del trabajo del motor.

Las fuerzas de inercia se dividirán en dos tipos:

- Fuerzas debido a las masas con movimiento rotativo.
- Fuerzas debido a las masas con movimiento alternativo (Primer y Segundo Orden).

En el sistema manivela-deslizador hay partes que se encuentran claramente sometidas al movimiento alterno estudiado, como son el pistón, el bulón, los segmentos y el pie de la biela; y otras, como son la manivela, la cabeza de la biela

con el cojinete, los brazos de la muñequilla del cigüeñal que se encuentran sometidos a una fuerza centrífuga expresada por la siguiente ecuación:

$$F_c = -m_c \cdot \omega^2 \cdot r$$

Donde F_c es la fuerza de inercia centrífuga, m_c las masas rotantes, ω la velocidad angular de las masas y r el radio de la manivela.

En la ecuación de Newton sustituyendo a por $\omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$ se obtiene la fuerza de inercia debido a las masas alternativas:

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha)$$

La expresión anterior tiene dos sumandos: uno de valor $m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha$ que se denomina fuerza alternativa de inercia de primer orden y $m_a \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha$ que se denomina fuerza alternativa de inercia de segundo orden.

Las fuerzas alternativas de inercia son las causas más importantes de vibraciones, y veremos cómo su efecto nocivo puede ser neutralizado en parte o totalmente. A regímenes medios comienzan a ser sensibles las fuerzas de inercia, reduciendo ligeramente las solicitaciones debidas a las presiones máximas del ciclo.

A elevada velocidad (altos regímenes) las fuerzas de inercia adquieren siempre mayor importancia, regularizando el diagrama resultante y haciendo bajar el valor de la carga máxima sobre los cojinetes, pero aumentando notablemente la carga media.

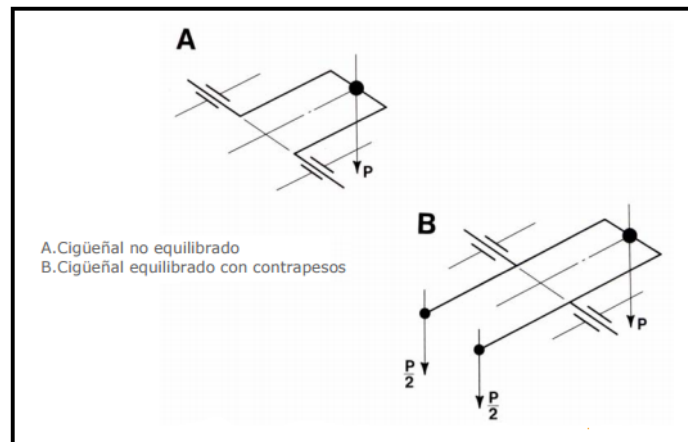
En los motores de grandes dimensiones cuyas partes dotadas de movimiento alterno son notablemente pesadas, la velocidad de rotación no puede alcanzar valores muy elevados, y en los motores rápidos, el peso de las masas alternativas debe ser tanto menor cuanto más elevado sea el régimen compatible con las solicitaciones del material.

Las fuerzas debido a las masas con movimiento rotativo son las fuerzas centrífugas de las masas giratorias concentradas en la muñequilla del cigüeñal y que se encuentran dirigidas en la dirección del radio de la manivela, las cuales pueden anularse contraponiendo una masa que genere una fuerza de inercia igual y opuesta que anule su efecto; de tal manera que se cumplan las dos condiciones siguientes: primera, que el centro de gravedad del sistema reducido constituido por el cigüeñal y la masa giratoria de la biela se encuentre en el eje de rotación, lo que en la práctica se da cuando apoyado en dos puntos, éste no tienda a moverse; segunda, que la suma de los momentos de las fuerzas centrífugas de inercia de las masas giratorias respecto de cualquier punto del eje del cigüeñal sea nula, esto se asegura mediante el equilibrado dinámico; la suma de ambas

condiciones se resume en conseguir que el cigüeñal gire en torno a lo que se denomina su eje principal de inercia, es decir, que el eje de inercia coincida con el eje de giro. [2]

Con lo cual solamente afectarían las fuerzas correspondientes al movimiento lineal del pistón.

Figura 3. Equilibrado estático del cigüeñal. [4]



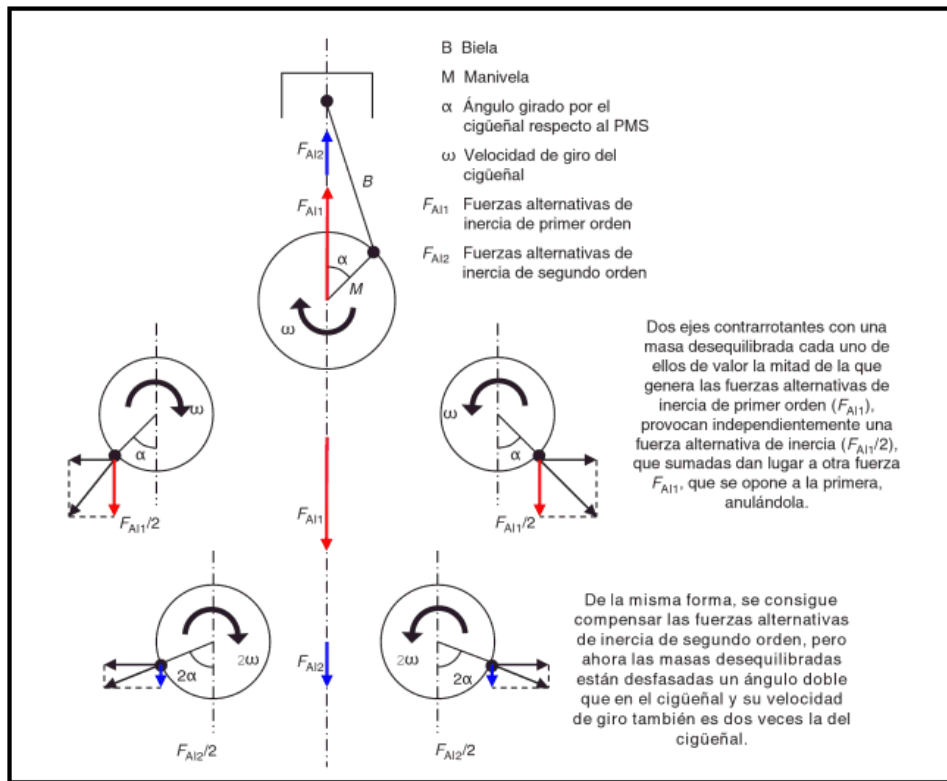
Las fuerzas debido a las masas con movimiento alternativo se deben a la aceleración lineal de las piezas cuyas masas se concentran en la unión pistón-biela, y se distinguen de dos tipos:

- Fuerzas de primer orden, que varían a la misma velocidad de giro del cigüeñal.
- Fuerzas de segundo orden, que varían al doble de la velocidad de giro del cigüeñal.

Para compensar este tipo de fuerzas y los momentos generados por las mismas, se pueden instalar ejes de equilibrado, que consisten en ejes que giran en sentido inverso al cigüeñal y contienen unas masas desequilibradas, pero que con el movimiento conjunto del tren alternativo equilibran fuerzas alternativas de primer orden, segundo orden y momentos no compensados.

En motores monocilíndricos no se encuentran compensadas este tipo de fuerzas, y para esto, se equilibran con dos ejes de balanceo contrarrotantes paralelos al cigüeñal, que giran en sentido contrario a éste pero a su misma velocidad, en este caso para las de primer orden. Para compensar las fuerzas alternativas de segundo orden se procede de la misma forma pero la velocidad de giro de los ejes es el doble que la del cigüeñal. [5]

Figura 4. Compensación de las fuerzas alternativas de inercia en un motor monocilíndrico. [5]



1.4 PAR MOTOR

Cada una de las fuerzas que se generan en el motor sufre una sucesión de descomposiciones a lo largo del funcionamiento que dan lugar en cada instante a cargas sobre las diferentes partes de la máquina y también a un par motor.

Este par motor, es la suma del par torsional de las fuerzas de los gases que sólo se presenta en las fases de compresión y expansión debido a que durante las otras fases se considera casi nulo; y el par torsional de las fuerzas inerciales, el cual es de mucho cuidado en los motores monocilíndricos, a diferencia de los multicilíndricos, en los cuales las amplitudes de sus armónicas decrecen rápidamente y no es un factor de importancia representativa en la producción de vibraciones.

Estos pares motores someten al eje del cigüeñal a torsión, y producen sobre él vibraciones que, aun cuando de estas vibraciones torsionales no se deriva fuerza alguna hacia el exterior, pueden hacerse notar indirectamente dando lugar a perturbación en la compensación de masas y a producir variaciones en la distribución del motor. [24]

1.4.1 Uniformidad de marcha

La dinámica y el equilibrado del motor han sido estudiados desde el punto de vista de la cinética estática, suponiendo además que el cigüeñal es absolutamente rígido y que gira a velocidad angular constante, es decir, a un régimen mantenido. Al hacerlo, le corresponden determinadas fuerzas de inercia y fuerzas en el sistema manivela-deslizador. En realidad, incluso durante el régimen estacionario del motor, la velocidad del cigüeñal no permanece constante, sino que varía periódicamente. La causa principal de la variación periódica de la velocidad angular consiste en la mencionada irregularidad del propio par motor producido, condicionada por la pericia del proceso de trabajo y por las propiedades del mecanismo. Si se considera constante el par resistente, el par motor irregular ocasionará la correspondiente falta de uniformidad de marcha del motor.

Además, como consecuencia de ello, en un cigüeñal real se engendran oscilaciones estacionales que incrementan la irregularidad de rotación y pueden dar lugar a su destrucción.

El grado de uniformidad en la variación del par total del motor se valora a través de una medida denominada "coeficiente de irregularidad del momento de torsión".

El valor de este coeficiente es el cociente de la diferencia entre los pares máximo y mínimo y del par medio. [6]

1.4.2 Volante

Una de las formas de reducir el par torsional en gran medida es la adición de un volante al sistema; en un motor monocilíndrico la naturaleza intermitente de sus carreras de potencia lo vuelven algo obligatorio. Siendo el par motor variable, en los intervalos de tiempo durante los cuales es superior al resistente, el exceso de trabajo motor es acumulado por el sistema en rotación bajo forma de energía cinética y la velocidad de rotación asciende hasta un valor máximo; mientras que en los intervalos durante los cuales el par motor es inferior al resistente, el exceso de trabajo resistente es compensado por el sistema en rotación, a expensas de una disminución de su energía cinética, y entonces la velocidad de rotación desciende hasta un valor mínimo, lo que permite almacenar la energía cinética necesaria para llevar al pistón a través de los tiempos de escape, admisión y compresión, durante los cuales se debe realizar trabajo sobre el sistema.

En el dimensionamiento del volante intervienen muchos factores, que dependen de las condiciones de empleo y del tipo de motor, como, por ejemplo, las condiciones de arranque, de marcha al mínimo y los períodos de aceleración. [2]

El arranque del motor se facilita con un volante de gran momento de inercia, porque el mismo acumula en la primera fase útil mayor energía para superar

rápidamente las fases pasivas que preceden a la combustión siguiente, sobre todo teniendo en cuenta que la velocidad angular alcanzable en este período no es muy elevada. Por el contrario, para asegurar una aceleración rápida, es necesario reducir al mínimo la inercia de las masas en movimiento. A este respecto, hay que tener en cuenta la inercia de todas las masas unidas al eje motor: se recurre, de ordinario, a un coeficiente empírico de incremento. Un motor relativamente lento tiene en general, en igualdad de condiciones, una masa volánica mayor, porque el régimen medio de rotación es menor. Además, cuanto mayor es el número de cilindros, tanto menor puede ser la masa volánica, gracias a las menores fluctuaciones del par motor.

El momento de inercia del volante debe ser tal que asegure el funcionamiento del motor a la mínima velocidad estable de rotación en ralentí. Si se exceden sus dimensiones, empeorará la capacidad de aceleración del motor, ya que, al fin y al cabo, hay que moverlo, y esto consume potencia. Si es demasiado pequeño, se dificulta la puesta marcha del motor, el régimen de ralentí es inestable y aparecen pequeños tirones en la mayoría de los regímenes. Por el contrario, su capacidad para subir de régimen es mayor, así como su respuesta.

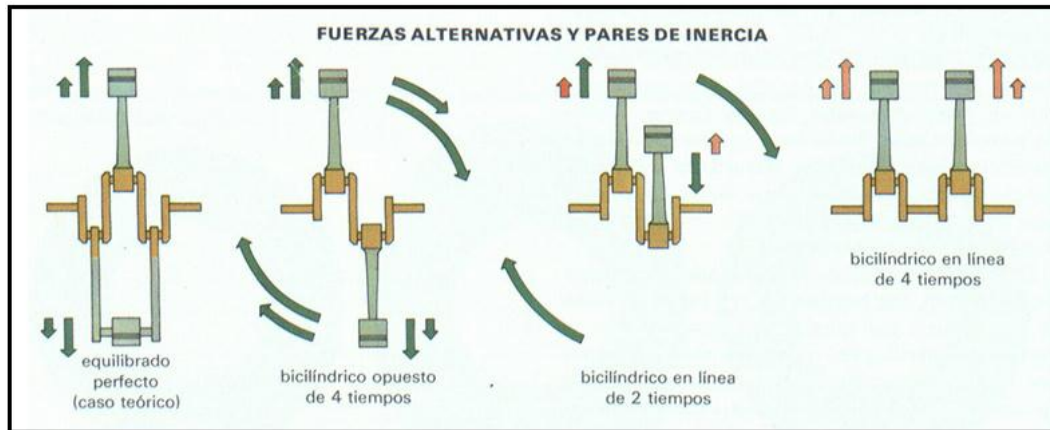
En los motores de competición no existe volante, ya que en estas aplicaciones prima la capacidad de aceleración del motor; por el contrario, en los motores para vehículos de clase alta, el volante tiene mucha inercia para reducir el grado de irregularidad y que el motor funcione mejor. [6,7]

1.5 EQUILIBRADO DE MOTORES

Los motores monocilíndricos por lo general se utilizan en motocicletas que a diferencia de los automóviles, cuentan con la limitación en espacio, peso y economía, lo que ha llevado a la ingeniería en la búsqueda de soluciones a los problemas producidos por las fuerzas y momentos generados en los motores, que resultan perjudiciales e incapacitantes ya que transmiten vibraciones y ruidos que pueden contribuir con el debilitamiento de las conexiones, la generación de desgaste y averías en los elementos por la aparición de sobrecargas y fatigas. [24]

El equilibrado del monocilíndro podría también realizarse con la ayuda de dos cilindros opuestos a los del motor, colocados simétricamente a los dos lados de éste y cuyas masas alternativas sean iguales a la mitad de las que se han de equilibrar. Pero ello conduce al aumento del número de cilindros y no resulta, por tanto, de ningún interés práctico para un monocilíndro. El ejemplo hace más intuitivo el hecho de que el equilibrado de las fuerzas alternativas es tanto más fácil cuanto mayor sea el número de cilindros. Para entender lo que sucede se explicará brevemente con la siguiente figura:

Figura 5. Balanceo por medio de dos cilindros. [9]



Las fuerzas alternativas de inercia generadas por el movimiento de un pistón, como se mencionó anteriormente, pueden ser equilibradas con un segundo pistón, opuesto al primero y que se mueva de manera idéntica, esta solución comportaría una estructura del motor muy complicada y, por tanto, válida sólo teóricamente.

En el bicilíndrico opuesto de cuatro tiempos las fuerzas de inercia de primer orden y de segundo orden se encuentran equilibradas, pero, al estar los cilindros descentrados, se generan dos pares que trascienden al exterior y que no pueden ser eliminados, ya que varían continuamente en valor y dirección.

En el bicilíndrico en línea de dos tiempos las fuerzas de inercia de primer orden están equilibradas pero generan un par debido a que a pesar de ser iguales y contrarias, no actúan sobre el mismo eje; las fuerzas de segundo orden se suman ya que sólo pueden equilibrarse con cilindros opuestos.

En el bicilíndrico en línea de cuatro tiempos no existen pares pero todas las fuerzas están presentes y se suman ya que varían continuamente en intensidad y no pueden ser reducidas o eliminadas.

Aumentando el número de cilindros, los pares debidos a las fuerzas alternativas tanto las de primer orden como las de segundo, pueden anularse entre sí a través del cigüeñal sin producir vibraciones al exterior. Por ejemplo, el motor de 6 cilindros en línea tiene fuerzas y pares, todos equilibrados entre sí. Pero en el caso de estudio ésta no sería la solución que se busca. [9]

1.5.1 Máquina alternativa con dos ejes de balanceo rotacionales

Arthur E. Brown y Lake George [10], contrarresta el movimiento alternativo del pistón con una biela que interconecta el cigüeñal, dos contrapesos principales que

están unidos al cigüeñal y giran con el mismo, dos contrapesos coaxiales que giran en la dirección opuesta del cigüeñal y a las mismas rpm. Los contrapesos combinan fuerzas a fin de equilibrar las fuerzas de inercia alternativas primarias, dos pesos secundarios están montados en dos ejes intermedios paralelos y giran a dos veces las rpm del cigüeñal y en direcciones opuestas una de la otra a fin de equilibrar las fuerzas de inercia alternativas secundarias. Un engranaje, más los dos ejes intermedios se utilizan para ayudar en la conducción de los dos contrapesos con el fin de minimizar el número total de ejes, cojinetes y engranajes. Con el fin de reducir aún más el número de marchas y el costo, dos de los engranajes de la transmisión son extra anchos, y engranan en dos planos separados, y por lo tanto tienen una función doble. En una forma, los dos contrapesos están unidos a un solo eje hueco que rodea el eje principal del cigüeñal.

Figura 6. Estructura de la máquina alternativa. [10]

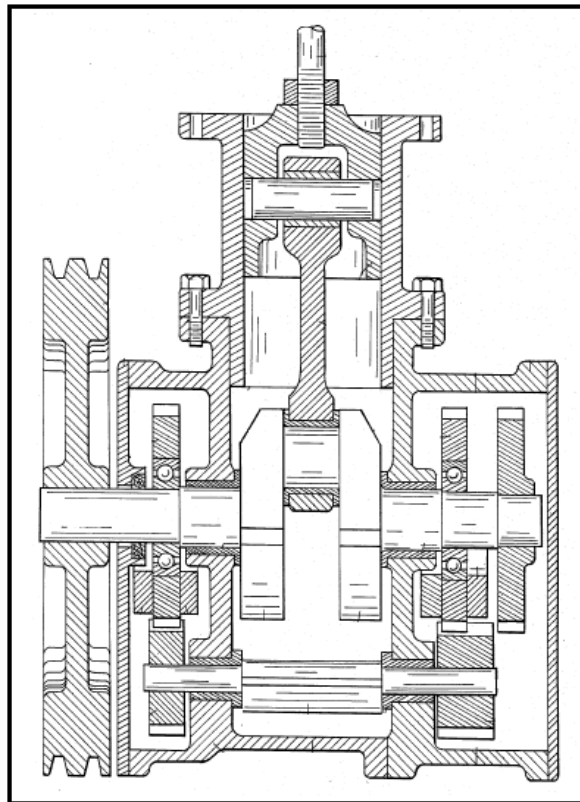
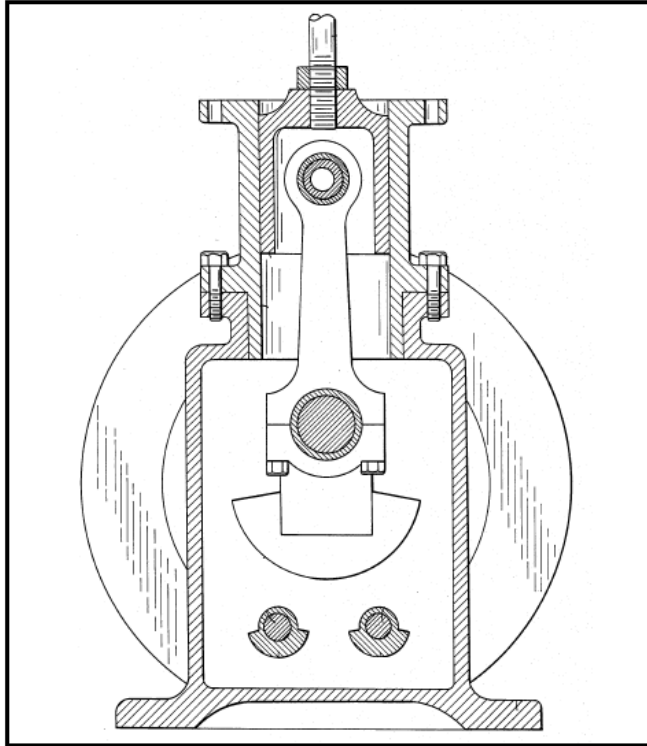
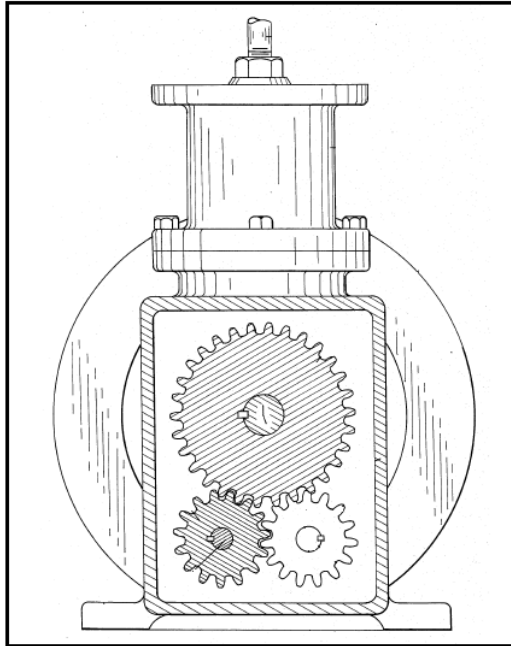


Figura 7. Contrapeso principal y contrapesos coaxiales. [10]



Los objetivos de esta invención son contrarrestar tanto las fuerzas de inercia alternativas de primer orden y las fuerzas de inercia alternativas de segundo orden; donde el objeto principal es reducir al mínimo el número total de engranajes, cojinetes y ejes necesarios para hacer ambos trabajos, es decir, para equilibrar ambas fuerzas de inercia. Esto se logra con sólo dos ejes intermedios y seis engranajes. Tal reducción en el número de piezas, simplifica las máquinas, reduce los costos, y hace a toda la disposición práctica.

Figura 8. Engranajes de conducción de los ejes de contrapeso. [10]



Esta disposición de las partes hace que sea posible reducir el número de engranajes y ejes necesarios para equilibrar las fuerzas de inercia de primer orden de movimiento alternativo.

Un objetivo y ventaja de esta invención es que la máquina es de tamaño compacto porque todas las partes de equilibrado están contenidas en el cárter y el tamaño de éste no es mucho más grande que el cárter de una máquina de un cilindro no equilibrada.

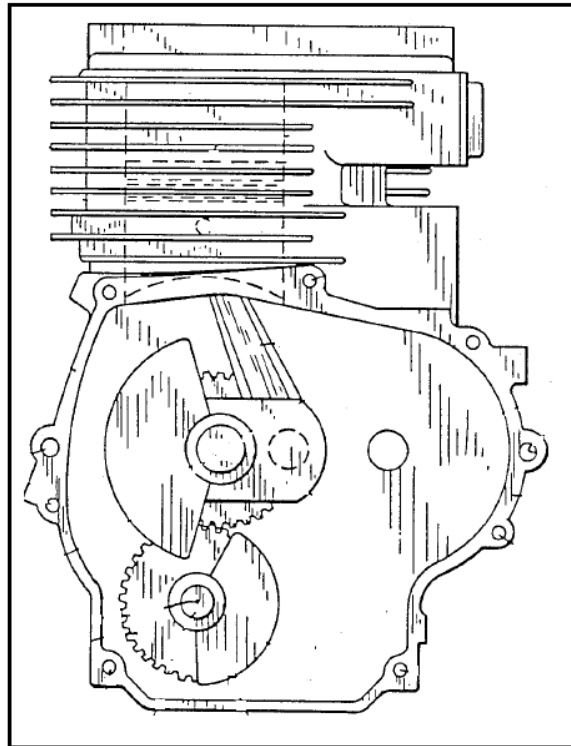
Pero quizás la ventaja más importante es que el nuevo mecanismo de equilibrado se puede aplicar fácilmente a los diseños existentes para compresores de cilindros o motores. No es necesario rediseñar completamente una máquina con el fin de añadir el mecanismo de equilibrio. Por ejemplo, la misma biela, el pistón, y el cilindro se pueden utilizar; el cigüeñal cambiaría muy poco. [10]

1.5.2 Sistema de contrapeso en línea para un motor monocilíndrico

William C. Kandler [11], patentó un motor de combustión interna de un solo cilindro el cual tiene un sistema de contrapeso en línea que incluye un eje de contrapeso montado de forma giratoria en un cárter y que se extiende generalmente paralelo a un cigüeñal del motor y transversal, alineado con la trayectoria rectilínea de movimiento alternativo del pistón conectado de manera pivotante al cigüeñal, y un peso de contrapeso montado excéntricamente en el eje de contrapeso. El eje de

contrapeso y el peso se hacen girar en una dirección opuesta a la dirección de rotación del cigüeñal. El cigüeñal y los pesos montados en ellas y el peso de contrapeso están alineados y dispuestos en relación simétrica a la trayectoria rectilínea del pistón. En tal disposición, el desequilibrio de la vibración en el motor en la dirección de la trayectoria rectilínea del pistón se elimina sustancialmente debido a que el vector de fuerza del pistón de movimiento alternativo está equilibrado generalmente por los vectores de fuerza del peso de contrapeso giratorio y el cigüeñal cuando el pistón está en posiciones extremas opuestas de su carrera. Además, el desequilibrio de oscilación en el motor se elimina sustancialmente debido al desplazamiento generalmente igual del vector de fuerza del pistón de movimiento alternativo, el peso de contrapeso, el cigüeñal y los pesos respecto de la base de montaje definido en el cárter y la relación generalmente equilibrada del vector de fuerza del cigüeñal y los pesos de rotación sobre el mismo con el vector de fuerza del peso de contrapeso girando cuando el pistón está en una posición intermedia entre las posiciones extremas opuestas de su carrera.

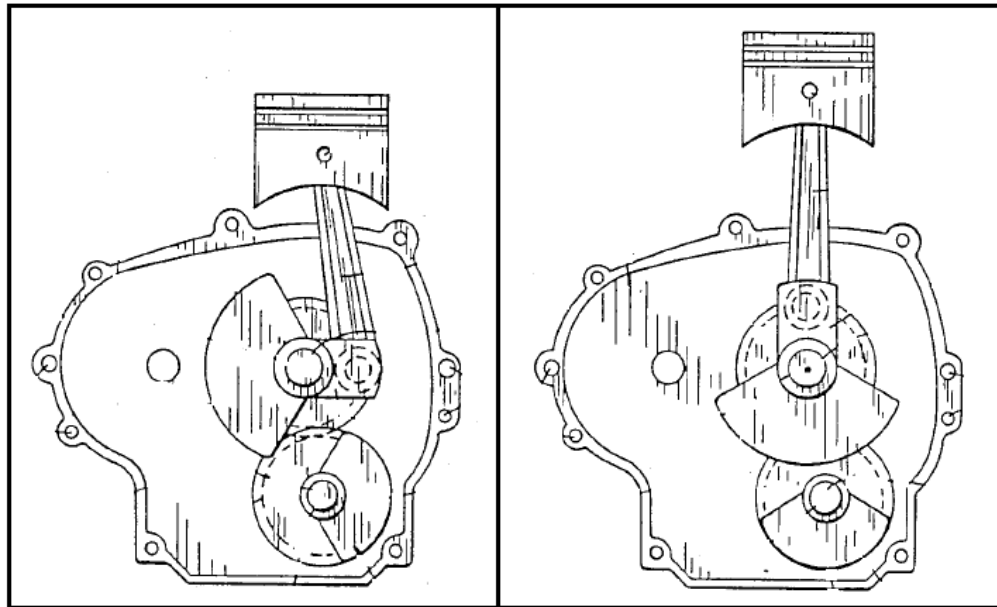
Figura 9. Estructura del motor monocilíndrico. [11]



El sistema cumple su objetivo de eliminar el movimiento desequilibrado en el motor por una disposición única y la configuración del peso de equilibrado en conjunción con el cigüeñal y los pesos excéntricos montado sobre el mismo. La disposición y la configuración del peso de contrapeso es uno que conserva el

volumen de espacio adicional necesario para acomodar el sistema. Esta invención está dirigida a la combinación en un solo cilindro del motor de combustión interna de: (A) un movimiento alternativo del pistón en el cilindro a lo largo de una trayectoria generalmente rectilínea; (B) un cigüeñal montado y accionado de forma giratoria por el pistón alrededor de un eje que se extiende generalmente transversal y en alineación con la trayectoria rectilínea de movimiento alternativo del pistón; (C) el peso medio montado excéntricamente en el cigüeñal; (D) un sistema de contrapeso montado de forma giratoria que se extiende generalmente paralelo al cigüeñal en un lado opuesto del mismo desde el pistón y también transversal y en alineación con la trayectoria rectilínea de movimiento alternativo del pistón; y (E) una conducción del sistema de contrapeso en una segunda dirección de rotación opuesta a la primera dirección de giro del cigüeñal y en una relación temporizada predeterminada al mismo.

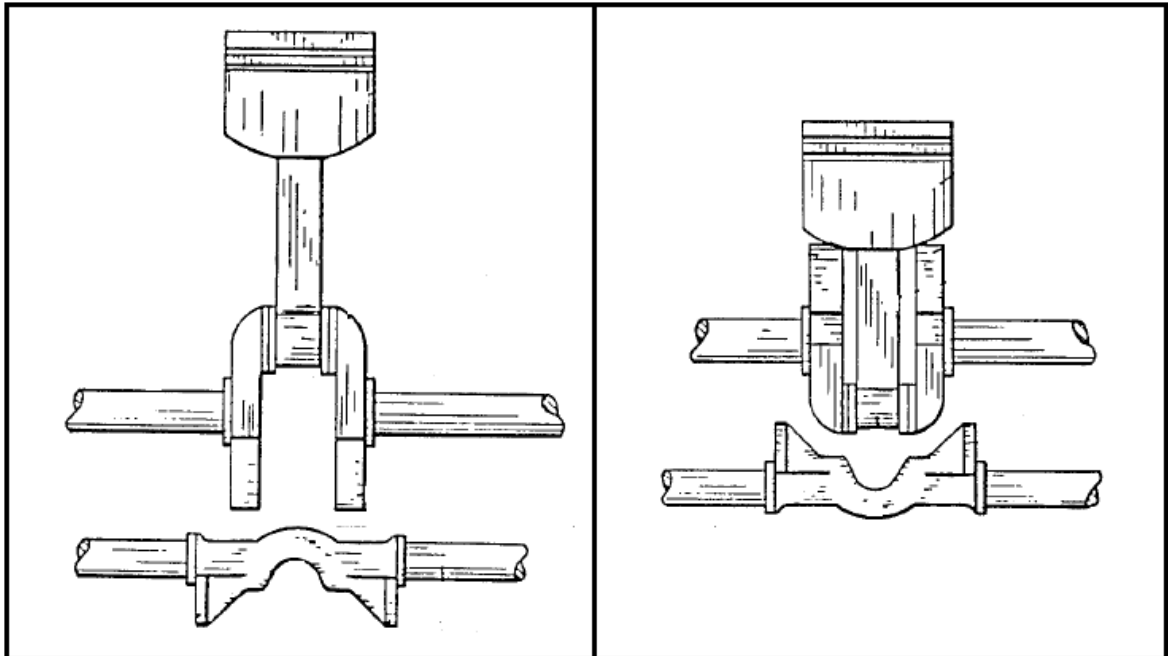
Figura 10. Movimiento del contrapeso respecto al cigüeñal. [11]



Mediante tal disposición, el desequilibrio de la vibración del motor en la dirección de la trayectoria rectilínea de movimiento alternativo del pistón se elimina sustancialmente debido a que el vector de fuerza del pistón de movimiento alternativo está generalmente alineado y equilibrado por los vectores de fuerza del sistema del contrapeso giratorio y el cigüeñal.

Preferiblemente, el cigüeñal y el eje de contrapeso se hacen girar en una relación de uno a uno en la relación temporizada predeterminada. Aún más, el contrapeso tiene un par de lóbulos separados lateralmente separados que se proyectan hacia el cigüeñal y se superponen con porciones de los mismos durante la contrarrotación del cigüeñal y el eje de contrapeso con relación a otra.

Figura 11. Disposición del contrapeso de rotación. [11]



2. MOTOR DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE

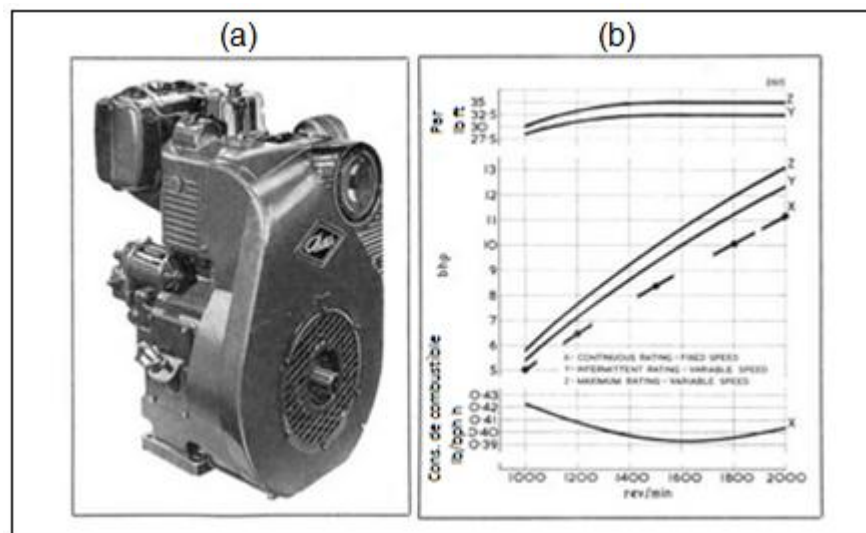
En este capítulo se muestra el mecanismo de variación de relación de compresión, al cual se desea aplicar el balanceo de las fuerzas de primer y segundo orden, diseñado en el proyecto de grado [12] con el que se ha trabajado conjuntamente para el desarrollo del proyecto aprobado por la vicerrectoría de investigación de la Universidad Tecnológica de Pereira: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTION MONOCILINDRICO PARA OPERAR CON MULTIPLES COMBUSTIBLES Y DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN O POR CHISPA”**.

2.1 MECANISMO DE MANIVELA-DESLIZADOR INICIAL

El motor Petter PJ1 fue el motor de partida para el diseño del mecanismo de RCV; este motor monocilíndrico de combustión interna, de enfriamiento por aire forzado con pistón de aluminio, biela de acero forjado tiene las siguientes especificaciones:

- Diámetro del pistón: 3,8125 in.
- Carrera: 4,33 in.
- Capacidad cúbica: 49,4 in³.
- Radio de compresión: 17,5:1.
- Capacidad del tanque: 2,4 US gal.

Figura 12. (a) Motor Petter PJ1 (b) Curva de comportamiento Petter PJ1. [12]



Este motor propiedad de la Universidad Tecnológica de Pereira, fue producido por PETTER de 1962 a 1985; De este, se intentó conservar en su mayoría elementos

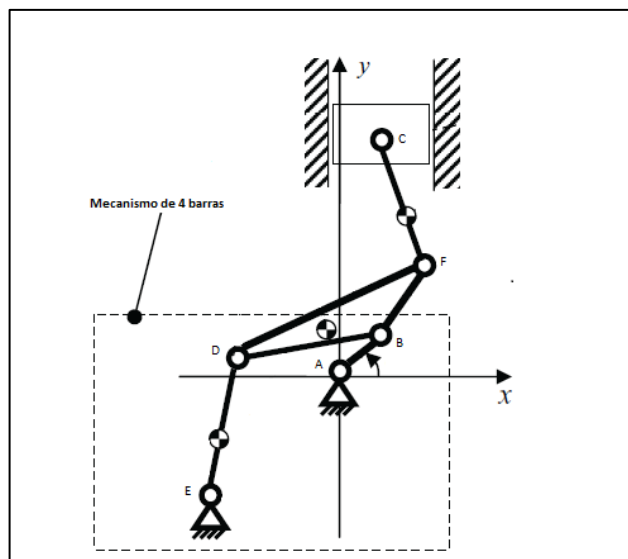
estructurales y eslabones móviles; sin embargo parámetros de diseño dictaminaron la necesidad de cambio de algunos de ellos.

La figura 12 (b) muestra curvas de funcionamiento del motor Petter PJ1 incluyendo su par, la potencia y el consumo de combustible.

2.2 MECANISMO DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE NISSAN

El mecanismo de relación de compresión variable se escogió como referencia para el diseño el mecanismo multieslabón desarrollado por Nissan; debido a la fácil incorporación que lograron sin hacer mayor modificación al motor original en espacio, sin aumentar sustancialmente su peso, el decremento en el golpeteo y las vibraciones de segundo orden, además de razones económicas y de manufactura que hacen de este mecanismo el más viable como modelo de diseño. Nissan en su diseño, combinó un mecanismo de 4 barras con el mecanismo convencional de manivela-deslizador; el final del mecanismo de 4 barras es el punto donde se realiza el control de la variación de la RC.

Figura 13. Mecanismo de RCV Nissan. [12]



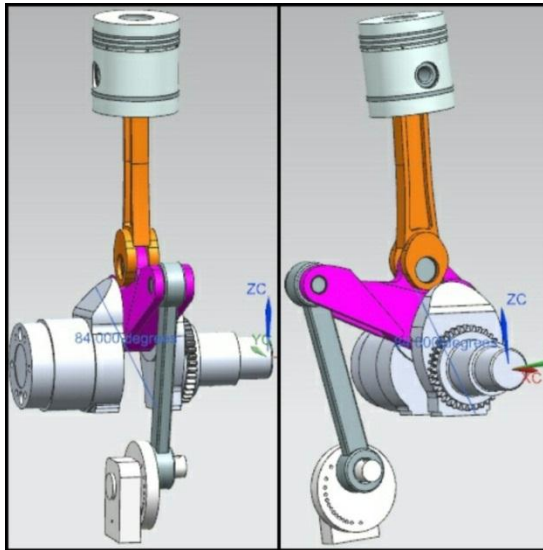
Este diseño está sujeto a las condiciones principalmente geométricas de cada motor que quiera ser modificado, debido a las restricciones que generan las longitudes y capacidades del motor base.

Si se desea profundizar en el tema, se puede acudir a la información en el proyecto de grado **“DISEÑO DE SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA MONOCILÍNDRICO DE INVESTIGACIÓN SIMILAR AL CFR”**. [12]

2.3 MODELO EN MADERA

Tomando las referencias del Motor Petter PJ1 y los diferentes estudios que se han hecho para los motores de relación de compresión variable; el mecanismo se diseñó en SolidWorks y con este la construcción de su modelo en madera.

Figura 14. Modelo del mecanismo en SolidWorks. [El Autor]



Con ayuda del taller de máquinas herramientas de la Universidad Tecnológica de Pereira y el ingeniero Yesid Moreno Ortiz, se construyó el modelo en madera en la máquina de control numérico, lo que sirve como modelo didáctico y de exhibición para observar el funcionamiento del mecanismo en general.

Figura 15. Modelo en madera del mecanismo. [El Autor]



2.4 FUERZAS DEBIDO A LA PRESIÓN DE LOS GASES

Los MCI transforman en trabajo mecánico el calor producido de la quema de combustible y comburente ocurrida en su interior. Este calor producido, genera cambios en los valores de presión volumen y temperatura. La fuerza ejercida sobre el área del pistón debido a la presión del gas se sustituye con una fuerza vertical que actúa a lo largo del eje del cilindro y se aplica al pasador del pistón.

2.4.1 Presión de los gases

Para realizar el cálculo de las presiones en la cámara de combustión se utilizaron los programas Siculo 10 y Microsoft Excel; se tomaron 3 casos de estudio de los cuales uno es el que recibe una fuerza de mayor magnitud, por lo cual es el crítico respecto a los otros.

Siculo 10, es un programa que simula mediante modelos predictivos el comportamiento de un MCI de 4 tiempos según los parámetros indicados.

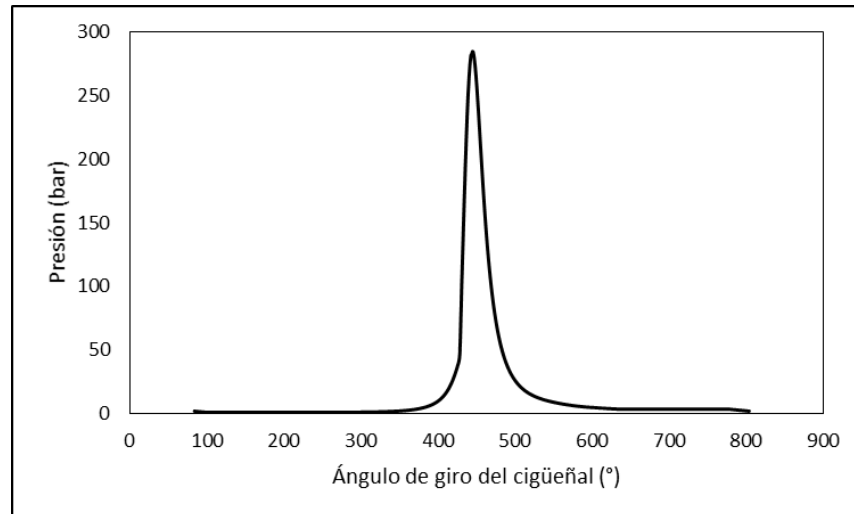
Tabla 1. Parámetros introducidos a Siculo10. [12]

Variable	Diésel RC 22	Biodiésel RC 15	Gasolina RC 9
Tipo de fluido	Aire Cv. variable	Aire Cv. variable	Aire-combustible Cv. variable
R de los gases (J/kgK)	287	287	287
Exp. politrópico RCA	1,35	1,35	1,35
Exp. Politrópico AAE	1,25	1,25	1,3
HC combustible (kJ/kg)	46054,8	37216	42914,7
1/Dosado estequiométrico	14,50	14,5	14,7
Tipo de motor	MEC Iny. Directa	MEC Iny. Directa	MEC Iny. Directa
N° cilindros	1	1	1
Carrera pistón (mm)	120,408	115,643	104,101
Diámetro pistón (mm)	96,90	96,902	96,902
Longitud biela (mm)	220	220	220
Relación de compresión	22	15	9
Área culata (mm ²)	11799,82	11799,82	11799,82
Área pistón (mm ²)	7374,89	7374,89	7374,89
RCE (°)	15	15	10
AAA (°)	25	25	20
RCA (°)	30	30	35
AAE (°)	45	45	35
Régimen (rpm)	2000	2000	2000
Masa aire c.c. (g)	1,140	1,045	0,940
Masa combustible c.c. (mg)	78,59	72,051	63,978
Presión admisión (bar)	1	1	1
Presión escape (bar)	3,5	3	4,75
Coeficiente Woschni	0,51	0,46	0,042
Temperatura culata (K)	623	593	612,5
Temperatura cilindro (K)	453	441	448,8
Temperatura pistón (K)	673	637	660,4
Tipo de ciclo	Watson	Watson	Wiebe
Beta	0,07	0,07	
C1	3	3	
C2	5000	5000	a= 5
C3	6,908	6,908	
C4	1,4	1,4	m= 2
Inicio de combustión (°)	-15	-10	35
Duración de combustión (°)	35	30	24
Incremento ángulo -180--RCA	1	1	1
Incremento ángulo RCA--AAE	1	1	1
Incremento ángulo AAE--180	1	1	1
Incremento ángulo 180--AAA	1	1	1
Incremento ángulo AAA--RCE	1	1	1
Incremento ángulo RCE---180	1	1	1
Precisión en las iteraciones	0,0005	0,005	0,005
Calculo Cu	Cte=5	Cte=5	Cte=5
Coeficiente de superficie	1,6	1,6	1,6
CTM	5,5	5,5	5,5
Interpolar Presión y Temperatura máx	NO	NO	NO

La tabla 1 muestra los parámetros introducidos al programa para los tres casos de estudio: Diésel RC 22, Biodiésel RC 15 y Gasolina RC 9.

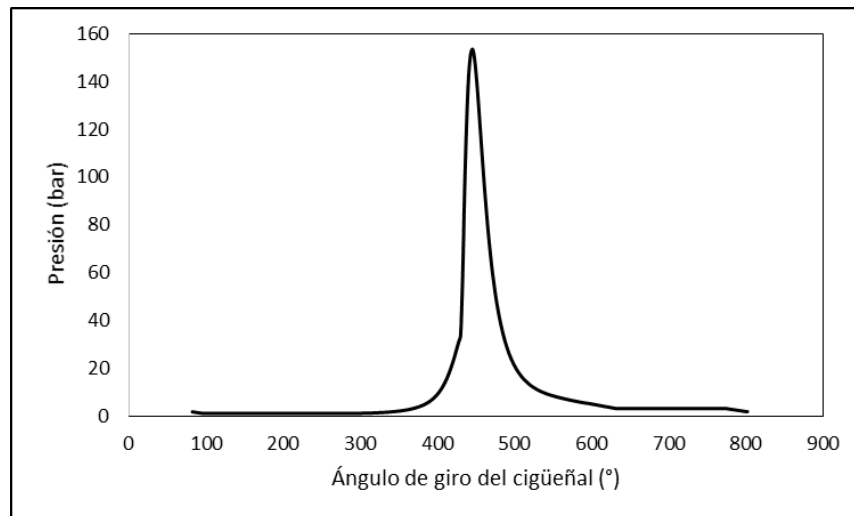
Los resultados de estas tres casos de estudio se presentan en las figuras 16, 17 y 18, estas muestran cuál de los tres casos tendrá una mayor sollicitación para el mecanismo, por lo cual será parámetro de diseño de los eslabones.

Figura 16. Presión del Diésel con RC 22. [12]



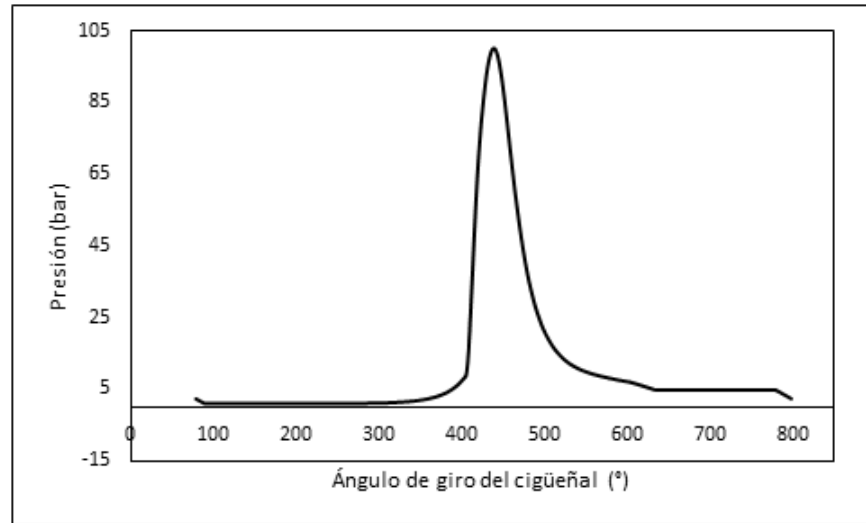
Para este caso de estudio del Diésel de RC 22, la presión del gas más alta hallada es de $P_{gMAX-RC22} = 285,04$ bar a un ángulo de $85,2^\circ$ del cigüeñal respecto a la horizontal, esta presión causa una fuerza en el pistón de $F_{gMAX-RC22} = 209475,5$ N siendo esta la fuerza máxima que sufrirá el mecanismo en su funcionamiento.

Figura 17. Presión del Biodiésel con RC 15. [12]



Para este caso de estudio del Biodiésel de RC 15, la presión del gas más alta hallada es $P_{gMAX-RC15} = 151,29$ bar a un ángulo de $82,9^\circ$ del cigüeñal respecto a la horizontal, esta presión causa una fuerza en el pistón de $F_{gMAX-RC15} = 110840,7$ N

Figura 18. Presión de la Gasolina con RC 9. [12]



Para este caso de estudio de la Gasolina de RC 9, la presión del gas más alta hallada es $P_{gMAX-RC9} = 100,126$ bar a un ángulo de $79,59^\circ$ del cigüeñal respecto a la horizontal, esta presión causa una fuerza en el pistón de $F_{gMAX-RC9} = 73104,287$ N

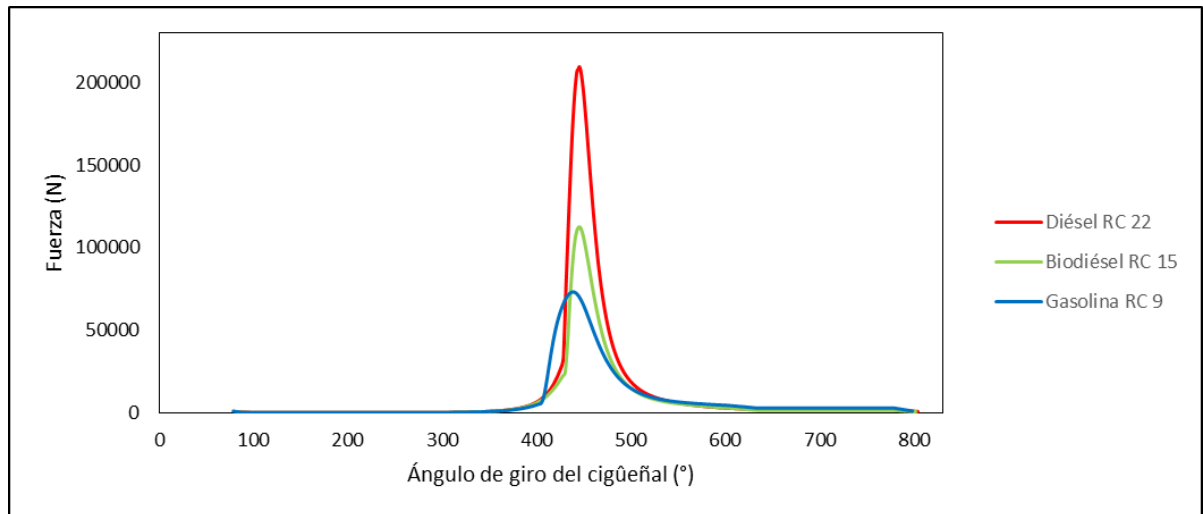
2.4.2 Fuerzas debido a la presión de los gases

Los resultados obtenidos de la interpolación realizada de los datos entregados por el programa Siciclo 10 son las presiones a las que está sometida la cámara de combustión para cada ángulo de giro del cigüeñal, la fuerza que soporta el mecanismo debido a esta presión está definida como:

$$F_p = (P_g - P_0)A_p$$

Para los tres casos de estudio el valor de la presión atmosférica $P_0 = 1$ bar y $A_p = 7374,889$ mm² son los mismos, los resultados de los tres casos de estudio se muestran a continuación:

Figura 19. Comparación entre fuerzas RC 22, 15 y 9. [12]



Tomado del proyecto de grado **“DISEÑO DE SISTEMA DE RELACIÓN DE COMPRESIÓN VARIABLE PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA MONOCILÍNDRICO DE INVESTIGACIÓN SIMILAR AL CFR”** dónde por medio de estos cálculos y en colaboración de ambos proyectos se realizó el diseño de los eslabones. [12]

2.5 FUERZAS DE INERCIA

Para poder determinar las fuerzas de inercia es necesario conocer las masas de los elementos del mecanismo, siendo necesario realizar una reducción de masas para simplificar los cálculos. El mecanismo es plano por lo que puede reducirse a una serie de masas puntuales unidas por barras rígidas sin masa.

Se distinguirán 3 tipos de masas: masas con movimiento rectilíneo alternativo, masas con movimiento de rotación, y masas con movimiento plano complejo (biela)

La reducción de masas debe cumplir:

- Equivalencia estática: $\sum m_i = m_{total}$
- El centro de gravedad de las masas puntuales debe coincidir con el centro real de la pieza: $\sum m_i \cdot r_i = 0$
- Equivalencia dinámica: La suma del momento de inercia de las masas puntuales respecto al eje que pasa por el centro de gravedad debe ser igual al momento de inercia de la pieza respecto a dicho eje: $\sum m_i \cdot r_i^2 = I_G$

2.5.1 Reducción de masas en los eslabones del mecanismo

- **Grupo Pistón**

El grupo del pistón está conformado por pistón, anillos, bulón y anillos de seguridad; estos conforman la masa alternativa del mecanismo, de esta alrededor del 80% se encuentra entre el centro del bulón y la superficie superior del pistón y el 20% restante entre el bulón y la falda del pistón. [3]

Figura 20. Modelado del grupo pistón del motor Petter PJ1. [El Autor]



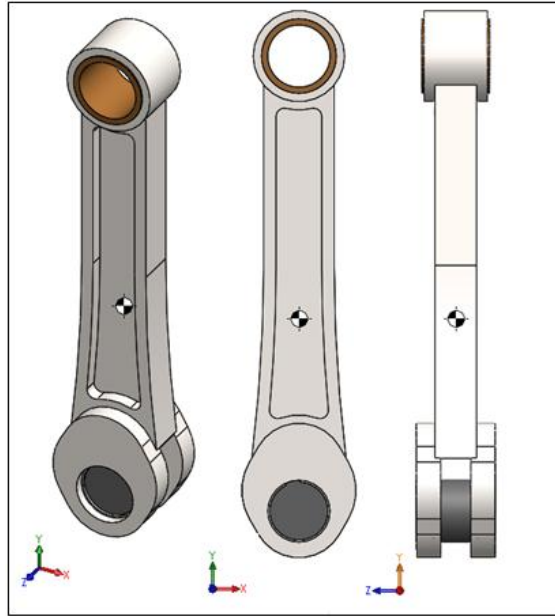
La masa del grupo pistón se realizó en la balanza Pro-5kw construida en la empresa Pro Metálicos de Manizales, la cual fue de 1404 ± 2 g; valor diferente a la masa del grupo modelado en SolidWorks, el cual se puede explicar debido al desconocimiento de los materiales exactos del grupo pistón en físico.

$$m_p = 1404 \text{ g}$$

- **Grupo Biela**

El grupo de la biela está conformado por biela, buje, casquillo y pasador entre biela y eslabón terciario.

Figura 21. Grupo biela preliminar. [El Autor]



Los valores obtenidos de SolidWorks arrojan una masa de $m_{biela} = 1210,463 \text{ g}$, la longitud del centro de la cabeza al pie de la biela $L = 220 \text{ mm}$ y una ubicación del centro de masa a $X = 0,001 \text{ mm}$, $Y = 93,072 \text{ mm}$ y $Z = 0 \text{ mm}$

$$\sum m_i = m_{biep} + m_{bieter} = m_{biela}$$

$$\sum m_i \cdot r_i = m_{bieter} \cdot Y - m_{biep} \cdot (L - Y) = m_{biela}$$

$$m_{biep} = 0,5121 \text{ g}$$

$$m_{bieter} = 0,6984 \text{ g}$$

- **Grupo Eslabón Terciario**

Este grupo está conformado por el eslabón terciario además de los casquillos para el bulón de la biela y cigüeñal, el bulón del eslabón de control y sus respectivos anillos de seguridad.

Figura 22. Grupo Eslabón Terciario Preliminar. [El Autor]

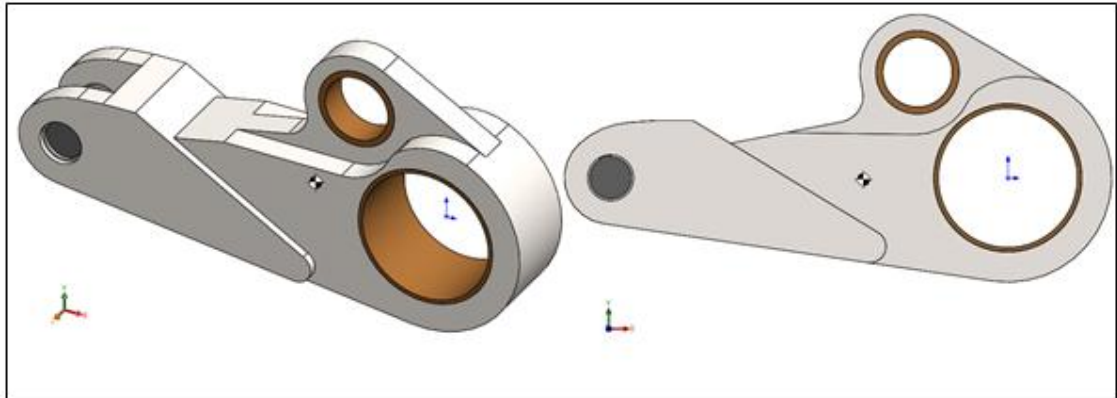
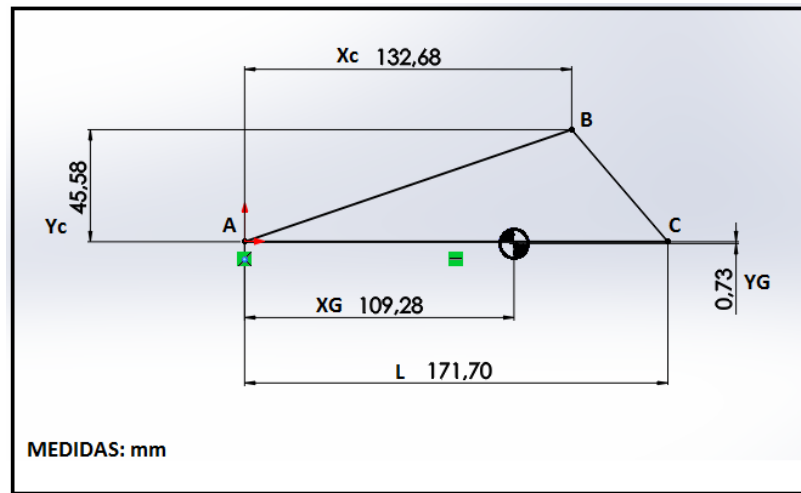


Figura 23. Medidas del Grupo Eslabón Terciario. [El Autor]



Por medio de SolidWorks se obtuvieron la masa del eslabón terciario $m_{terc} = 2873,174 \text{ g}$, y el centro de masa de este grupo, que se encuentra en $X = -62,413 \text{ mm}$, $Y = -0,732 \text{ mm}$ y $Z = 0 \text{ mm}$

$$m_{terc} = m_a + m_b + m_c$$

$$m_b \cdot L + m_c \cdot x_c = m_{terc} \cdot x_G$$

$$m_c \cdot y_c = m_{terc} \cdot y_G$$

Así,

$$m_a = 1055 \text{ g} = m_{tercont}$$

$$m_b = 1864 \text{ g} = m_{tercig}$$

$$m_c = -46,02 \text{ g} = m_{terbie}$$

Por medio de este cálculo matemático y debido a la ubicación del centro de masa se obtuvo la concentración de masa negativa en el punto B, lo cual no tiene validez a la hora de realizar el desarrollo a seguir, pero que da pie a revisar cual es la situación que se presenta en ese punto del eslabón terciario.

Se revisó el modelo en madera del eslabón y de manera experimental se verificó su centro de masa, observando que realmente se ubicaba en una posición por debajo de la línea de acción entre los centros de los ejes inferiores del eslabón; luego se optó por realizar un experimento donde se calcularan las respectivas masas por medio de balanzas electrónicas, ubicando la pieza sobre las balanzas con la ayuda de tres ejes que realizaban un contacto puntual sobre los centros de las balanzas.

Figura 24. Modelo en madera del eslabón terciario. [El Autor]



Figura 25. Montaje experimental para el cálculo de la concentración de masas. [El Autor]



El procedimiento se realizó para verificar la situación de la masa negativa en el punto B, el resultado del procedimiento ratificó lo que nos arrojaba el modelo matemático, mostrando una medida insignificante en la balanza donde actúa el punto B, con lo que se llegó a la conclusión de que el eslabón concentra en su totalidad la masa en los dos extremos restantes, donde físicamente se observa que son las áreas de mayor dimensión y por lo tanto las que llevan la mayor responsabilidad; por lo que se puede considerar la masa del punto B despreciable para efectos de diseño.

El modelo en madera tiene una masa $m_{mod-madera} = 181,7$ g, y se realizaron varias tomas de datos para obtener las concentraciones de masas, sin tener en cuenta las masas de los ejes que sostenían el eslabón a la hora del experimento, se obtuvieron las siguientes masas:

$$m_a = 46,47 \text{ g}$$

$$m_b = 133,90 \text{ g}$$

$$m_c = 1,33 \text{ g}$$

Con estos resultados y teniendo en cuenta la proporción con el eslabón modelado en SolidWorks, las masas concentradas para efectos de diseño son:

$$m_{Total} = 2873,174 \text{ g}$$

$$m_a = 734,8178 \text{ g}$$

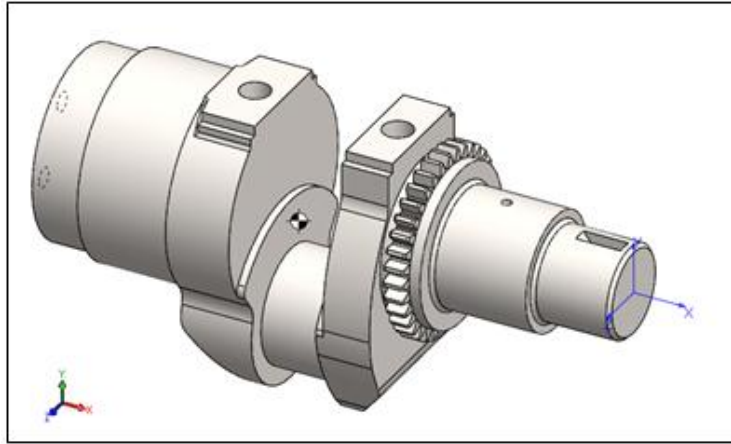
$$m_b = 2117,3252 \text{ g}$$

$$m_c = 21,0309 \text{ g}$$

- **Grupo Cigüeñal**

El cigüeñal es otro de los eslabones que no sufren cambio respecto al motor Petter PJ1, por tanto fue modelado en el programa SolidWorks el cual situó el centro de masa del eslabón a $X = -176,382 \text{ mm}$, $Y = -10,408 \text{ mm}$ y $Z = 0 \text{ mm}$

Figura 26. Modelo del Cigüeñal del Motor Petter PJ1. [El Autor]



La masa del cigüeñal fue medida con la balanza Pro-5kw de la empresa Pro metálicos de Manizales con una medida de $m_{cig} = 14250 \pm 2 \text{ g}$. Aunque los materiales disponibles en SolidWorks no correspondieron a la masa medida del cigüeñal, esta fue modificada posteriormente a fin de no afectar la inercia del eslabón para los diferentes cálculos.

Para la reducción de masas en el cigüeñal, sólo se tienen en cuenta la masa de la muñequilla y de los brazos de la misma; con la facilidad que brinda SolidWorks se calcularon las masas a utilizar, así: $m_{muñeq} = 929,075 \text{ g}$, $m_{brazmuñeq} = 5860,172 \text{ g}$

$$m_{apoy} + m_{concmuñeq} = m_{cig}$$

$$m_{concmuñeq} = (m_{muñeq} + m_{brazmuñeq} \cdot \rho/R)$$

Dónde:

$\rho = 10,408 \text{ m}$ = Distancia desde el centro del eje del cigüeñal hasta el centro de masa

$R = 56,6 \text{ mm}$ = Distancia entre centro del eje y la muñequilla

Así:

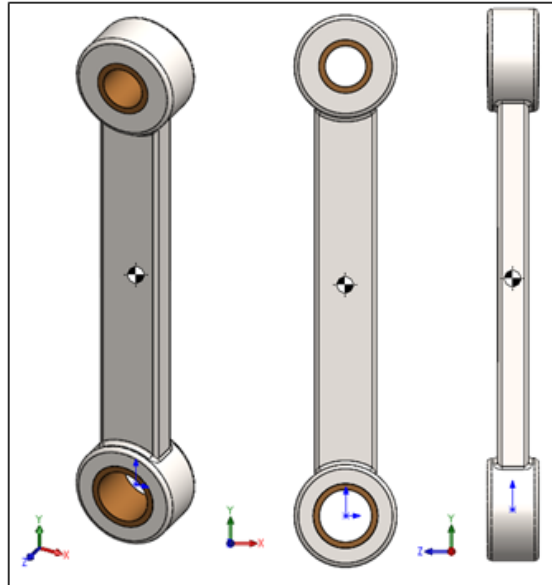
$$m_{concmuñeq} = 2006,685 \text{ g}$$

$$m_{apoy} = 12243,315 \text{ g}$$

- **Grupo Eslabón de Control**

Este grupo está conformado por el eslabón de control y los casquillos en sus extremos.

Figura 27. Grupo Eslabón de Control. [El Autor]



El modelo de SolidWorks da una masa de $m_{cont} = 1201,38 \text{ g}$, una distancia entre centros de $L = 218,9 \text{ mm}$ y un centro de masa ubicado en $X = 0 \text{ mm}$, $Y = 112,374 \text{ mm}$ y $Z = 0 \text{ mm}$

$$m_{contvar} + m_{contter} = m_{cont}$$

$$m_{contter} \cdot Y - m_{contvar} \cdot (L - Y) = m_{cont}$$

$$m_{contter} = 616,74 \text{ g}$$

$$m_{contvar} = 584,64 \text{ g}$$

2.5.2 Fuerzas y pares de sacudimiento

Ya teniendo la reducción de masas y hallando con el software de diseño (NX: Siemens PLM Software) las aceleraciones en las juntas cinemáticas del mecanismo, se calculan las fuerzas inerciales en cada de éstas:

$$F_i = m \cdot a$$

Siendo m la suma de las masas concentradas entre dos de los eslabones y a , la aceleración del par cinemático.

Figura 28. Fuerza inercial Pistón-Biela. [El Autor]

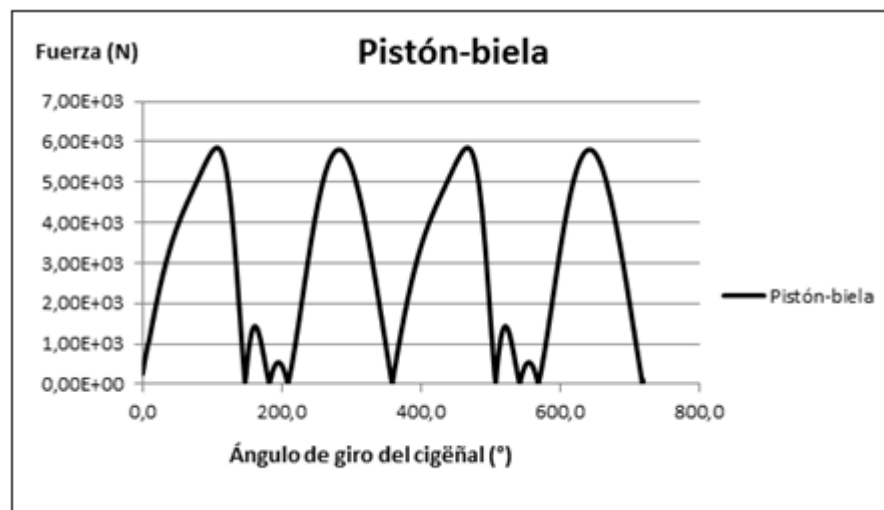


Figura 29. Fuerza inercial Biela-Terciario. [El Autor]

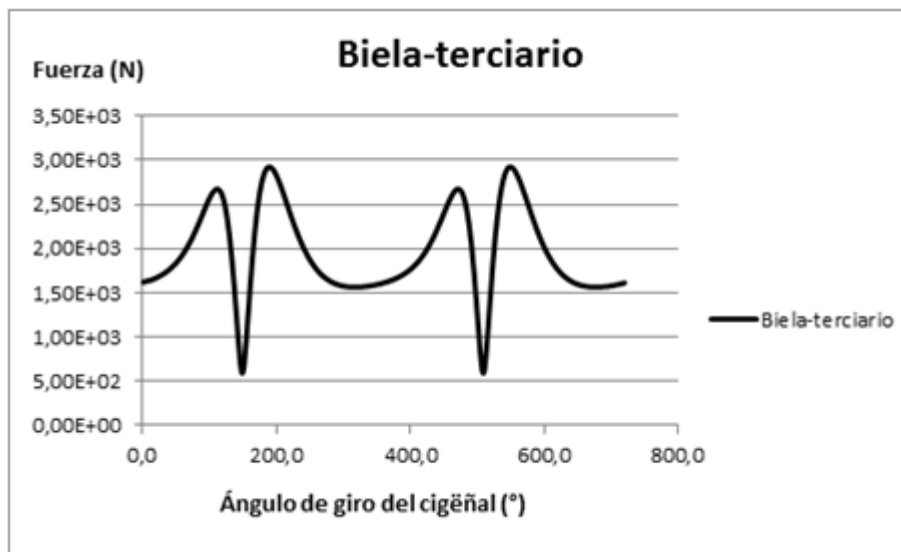


Figura 30. Fuerza inercial Control-Terciario. [El Autor]

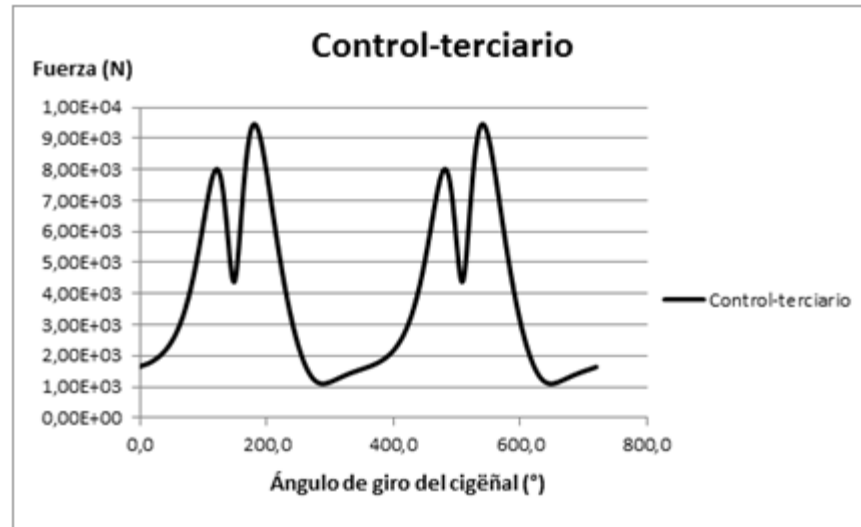
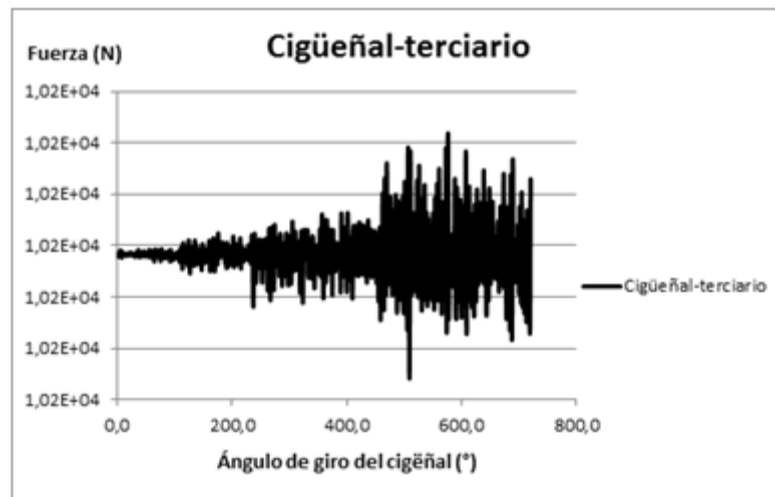


Figura 31. Fuerza inercial Cigüeñal-Terciario. [El Autor]



La fuerza de sacudimiento es la suma de las fuerzas inerciales producidas en el motor y llevada al plano de su bancada, en este procedimiento se produce el par de torsión de sacudimiento y son estos dos quienes en conjunto generan vibraciones y esfuerzos cíclicos en el bastidor del vehículo.

Figura 32. Fuerza de Sacudimiento. [El Autor]

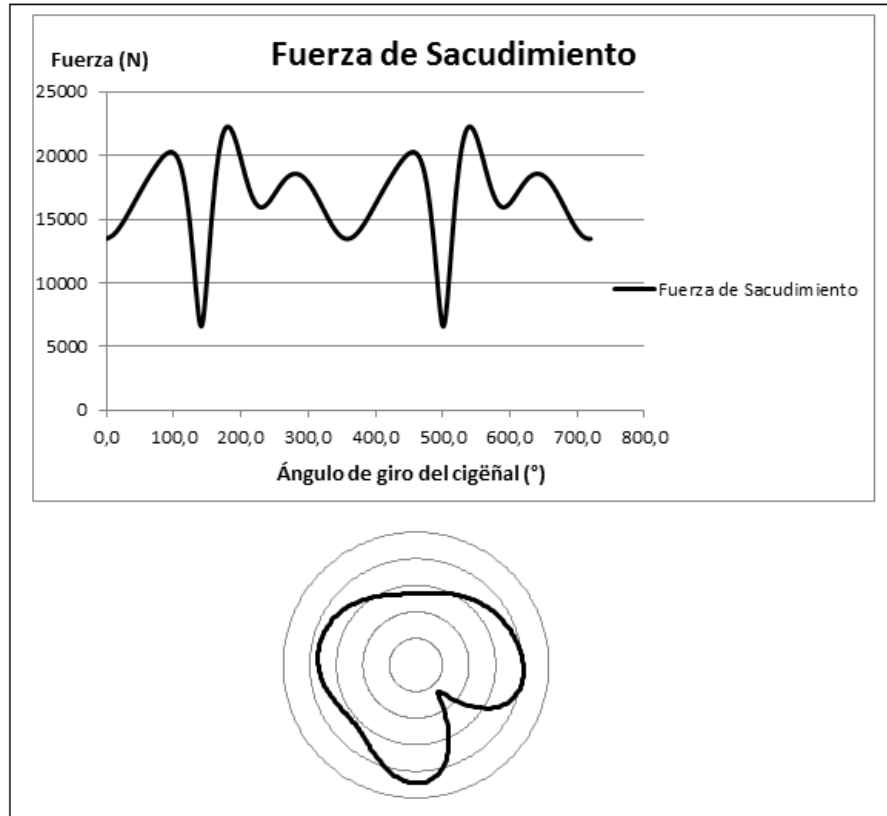
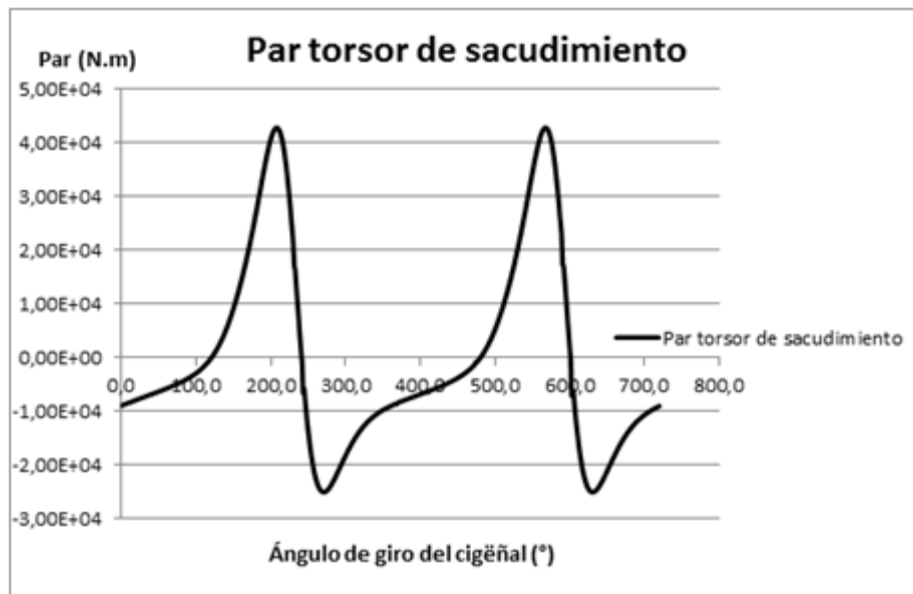


Figura 33. Par de Torsión de Sacudimiento. [El Autor]



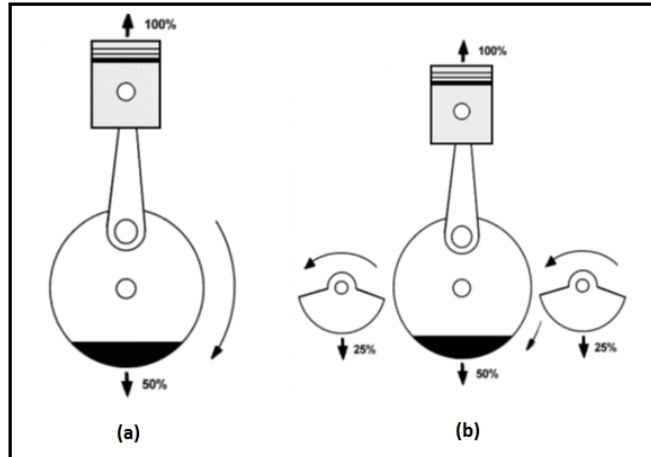
Para lograr el balanceo, o para reducir el efecto de desbalance, aparecen elementos como las masas de balanceo y los ejes de balanceo, intentando reproducir las fuerzas presentes en el motor, pero con sentido contrario, disminuyendo considerablemente los efectos. Las diferentes configuraciones de cilindros en un motor también pueden ayudar a reducir los efectos de desbalance rotacional en los motores multicilíndricos. Sin embargo, debido a la configuración reciprocante de los motores con mecanismo biela-manivela, es raro alcanzar un balanceo perfecto en algunas configuraciones de motores, por ejemplo en esta configuración de un cilindro o monocilíndrica.

El problema de balancear completamente las fuerzas de sacudimiento en los mecanismos de manivela deslizador es complicado, debido a la aparición de vibraciones de primer y segundo orden. Las soluciones que se han propuesto para balancear dichas fuerzas suelen agregar elementos al mecanismo los cuales introducen fuerzas de inercia, esfuerzos en las conexiones y aumento en la fricción, entre otras cosas. Elegir un sistema de balanceo apropiado, que reduzca o elimine las fuerzas de sacudimiento sin elevar la masa del mecanismo es el objetivo de un buen sistema de balanceo. En este caso se van a introducir ejes de balanceo, que reducen las fuerzas de sacudimiento al agregar un eje desbalanceado que, al girar de manera invertida al mecanismo, compensa las fuerzas generadas por éste.

Estas fuerzas, cuando se descomponen en ondas sinusoidales que tienen componentes de varias frecuencias, las más importantes son las de primer y segundo orden, sin embargo, las fuerzas de inercia del contrapeso de la manivela únicamente poseen componentes de primer orden, dejando que las fuerzas de segundo orden del pistón generen vibraciones. Cuando la fuerza de inercia de los contrapesos contrarrestan el 50% de las fuerzas de inercia del pistón, a lo que se denomina un factor de 50% de balance, se obtienen las menores fuerzas de sacudimiento en el sistema.

Los ejes de balanceo, que fueron introducidos por el ingeniero británico Frederick Lanchester, ayudan a balancear completamente las fuerzas del sistema cuando se tienen contrapesos de factor de balanceo de 50%. En general, los ejes de balanceo son dos ejes que rotan al doble de la velocidad del cigüeñal y en dirección contraria, con un factor de balanceo de 25% cada uno, lo que hace que, por un lado, se reduzca las fuerzas de primer orden y, por rotar a dos veces la velocidad del cigüeñal, se eliminen las fuerzas de segundo orden.

Figura 34. (a) Mecanismo con factor de balanceo de 50%
(b) Sistema de ejes de balanceo.



2.5.3 Fuerzas de inercia desplazadas al cigüeñal

El siguiente paso es llevar las fuerzas inerciales que se están generando en el mecanismo, hacia el cigüeñal, donde se pueden analizar para contrarrestar con el respectivo balanceo; a lo largo del proceso se ha contado con diferentes herramientas de gran ayuda para el desarrollo del proyecto, una de ellas es el software de diseño (NX: Siemens PLM Software), en el cuál se han introducido los elementos del mecanismo, las variables para su funcionamiento y en el cual se han obtenido una serie de resultados de los que nos apoyamos para los cálculos siguientes, así bien, se obtuvieron las fuerzas inerciales desplazadas al cigüeñal:

Figura 35. Fuerzas de Sacudimiento en el eje X. [El Autor]

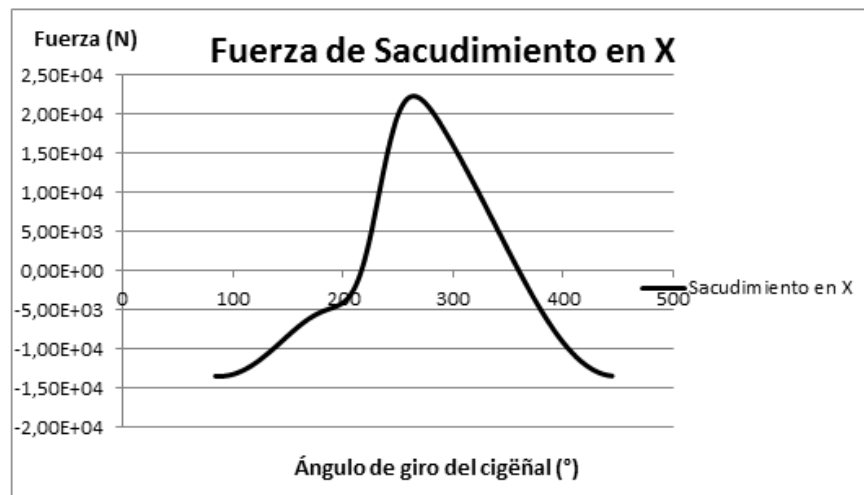
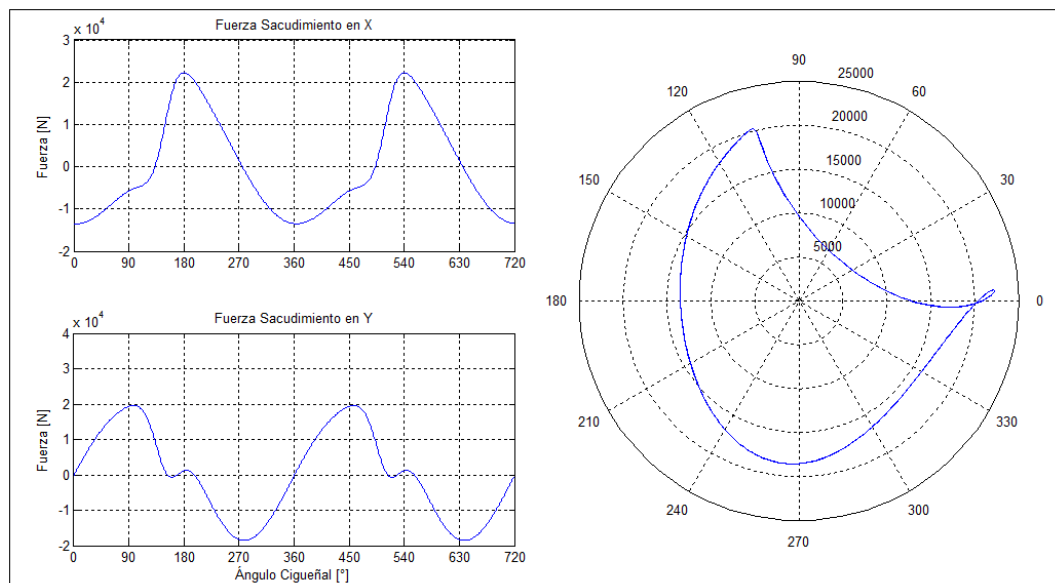


Figura 36. Fuerzas de Sacudimiento en el eje Y. [El Autor]



Teniendo ya las fuerzas de sacudimiento desplazadas hacia el cigüeñal, se procede a analizarlas para realizar el balanceo y así obtener la mayor disminución de las fuerzas, así pues, con el diagrama polar se analiza la disminución de las fuerzas, la forma como se comportarán las masas de balanceo y la nueva dinámica que se puede presentar dentro del mecanismo.

Figura 37. Fuerzas de Sacudimiento y Diagrama Polar. [El Autor]



Para continuar con el proceso de balanceo se deben hallar las ecuaciones que representan las gráficas, con las cuales se pueda disminuir la fuerza generada por medio de la compensación con los respectivos sistemas de balanceo, para facilidad se busca una ecuación en forma de senos o cosenos que permita ubicar las masas de balanceo en los ángulos correctos alrededor de los ejes de balanceo.

Inicialmente se optó por hallar las ecuaciones con el método matemático de mínimos cuadrados, con el cual se obtuvieron gráficas cercanas a las originales, así:

Para las fuerzas de sacudimiento en el eje X, se aproximaron los valores usando mínimos cuadrados en Matlab mediante un seno, pero se debían dividir en dos partes los datos, una para la parte creciente y otra para la decreciente, lo que generaba dos ecuaciones diferentes; y en el caso de las fuerzas de sacudimiento en el eje Y, la división era aún más grande, resultando varias ecuaciones para representar una sola gráfica; esto lo que genera es un sin número de sistemas para el balanceo del mecanismo, lo que hace dispendioso el proceso, generando sobre costos, debido al aumento de espacio y materiales en el motor.

Partiendo de esto, se encontró una forma de ecuación que se acomodaba a las necesidades, por medio de la FFT (transformada rápida de Fourier) su traducción en español; con la cual se puede trabajar tanto las fuerzas de primer orden como las fuerzas de segundo orden, que en estos caso ambas son las que más afectan al funcionamiento del motor. Así, la ecuación de la forma:

$$F_{xx} = A_1 \cdot \sin(\omega \cdot \theta - \varphi_1) + A_2 \cdot \sin(2\omega \cdot \theta - \varphi_2)$$

Siendo:

A_1 y A_2 Constantes que representan las fuerzas compensadoras

ω El sentido de giro y la velocidad para los ejes de balanceo

θ El ángulo de giro del cigüeñal

φ_1 y φ_2 Los ángulos a los que deben ir ubicadas las masas de balanceo

Con esta ecuación el paso a seguir consiste en iterar los valores constantes de fuerza y ángulos de las masas de balanceo, para conseguir las gráficas que más se acercaran a las originales de sacudimiento; se obtuvieron diferentes gráficas que se revisaron y probaron en el cálculo de balanceo para observar la disminución en las fuerzas, con lo que se puede analizar y elegir el mejor resultado.

Figura 38. Fuerza de sacudimiento en X, original y modelo. [El Autor]

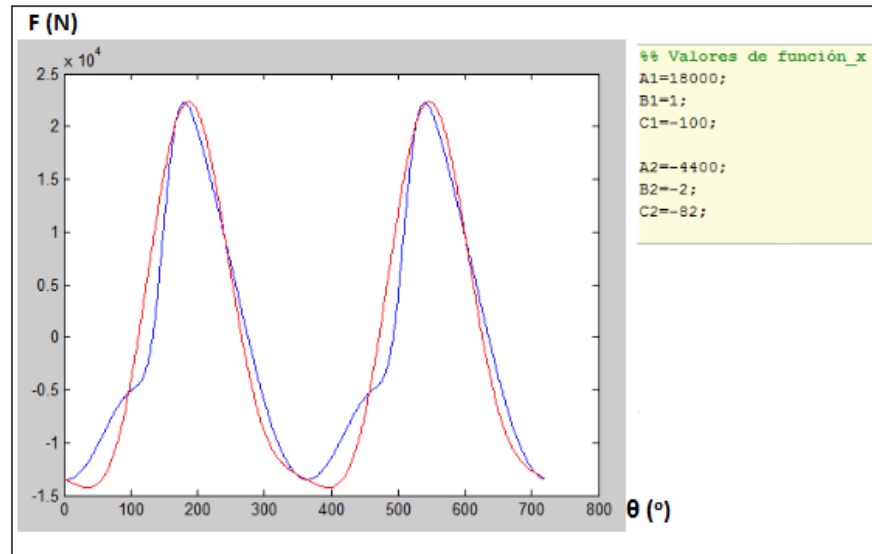
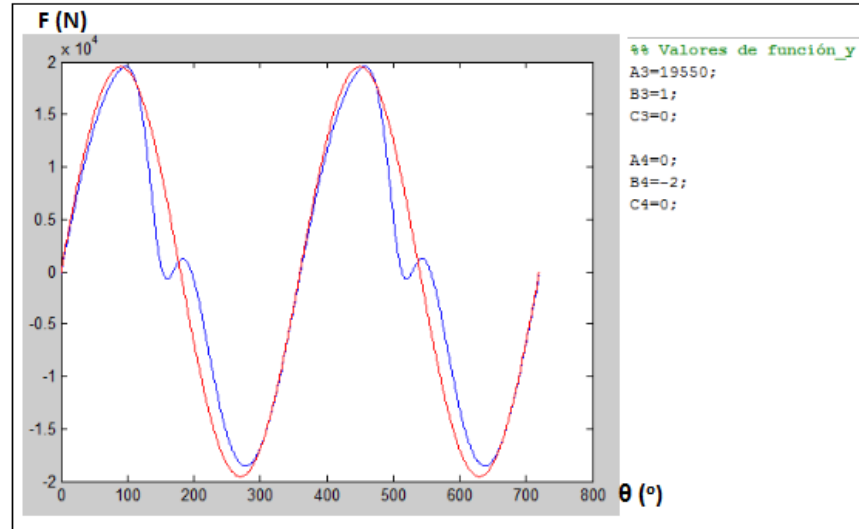


Figura 39. Fuerza de sacudimiento en Y, original y modelo. [El Autor]



Estas gráficas se escogieron ya que fueron las más cercanas a la hora del análisis del balanceo, siendo la gráfica de color azul la original hallada con los valores de fuerza obtenidos por medio del software NX y la de color rojo el modelo obtenido matemáticamente, los valores de A, B y C son A , constantes para ω y φ respectivamente.

2.5.4 Estudio de Balanceo

El estudio de balanceo consiste en restar los valores de las gráficas obtenidas matemáticamente a la gráfica original, teniendo en cuenta porcentajes de

balanceo para cada una de las fuerzas y componentes de éstas, con lo que se realiza un juego de iteraciones para obtener la mayor disminución posible, lo cual resulta algo complicado debido a que un porcentaje de balanceo no es directamente proporcional al otro, lo que no da una certeza de que componente balancear para obtener el mejor resultado.

La ecuación es la siguiente:

$$F_B = (F_{X_O} - \alpha \cdot F_{X_X} - \beta \cdot F_{Y_X}) + (F_{Y_O} - \alpha \cdot F_{X_Y} - \beta \cdot F_{Y_Y})$$

Siendo:

F_{X_O} y F_{Y_O} Las gráficas X y Y originales

α y β Los porcentajes para balancear

$F_{X_X}, F_{X_Y}, F_{Y_X}$ y F_{Y_Y} Las gráficas obtenidas matemáticamente con su respectiva componente en X y Y

Algunos de los resultados obtenidos con las diferentes gráficas e iteraciones realizadas fueron los siguientes, de los cuales se escogió el más adecuado para el proceso.

Figura 40. Primera iteración para el balanceo. [El Autor]

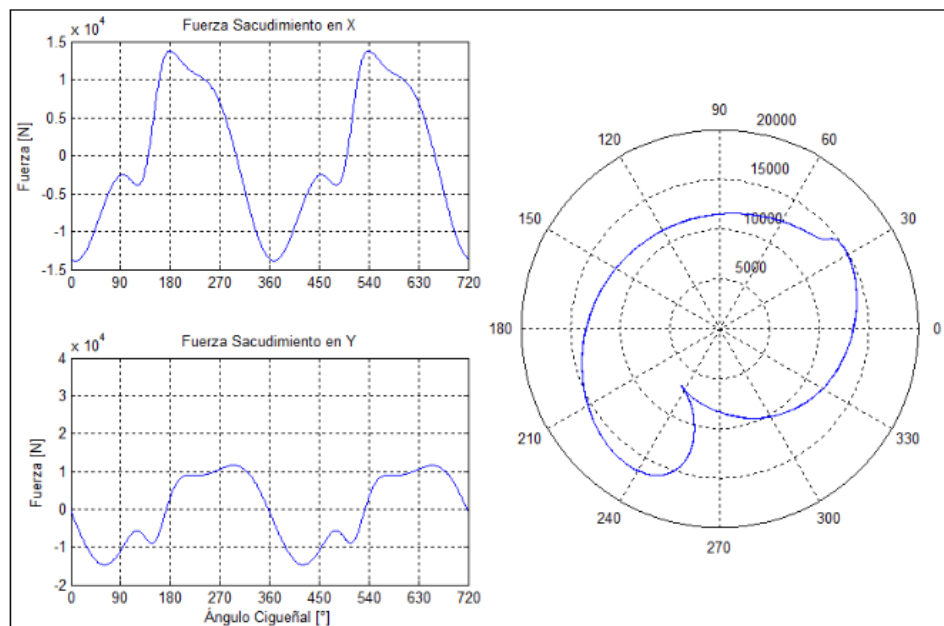


Figura 41. Segunda iteración para el balanceo. [El Autor]

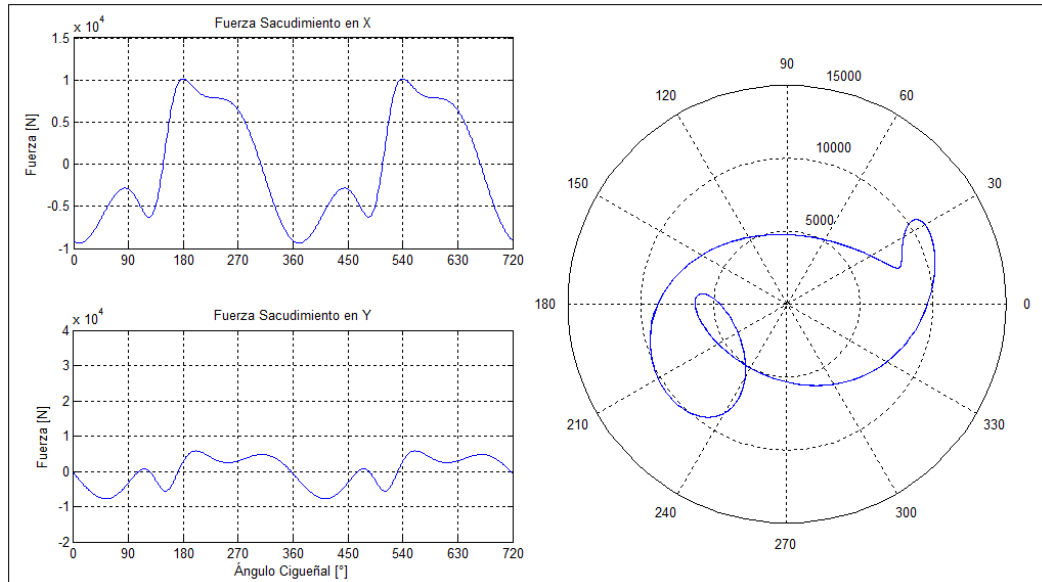
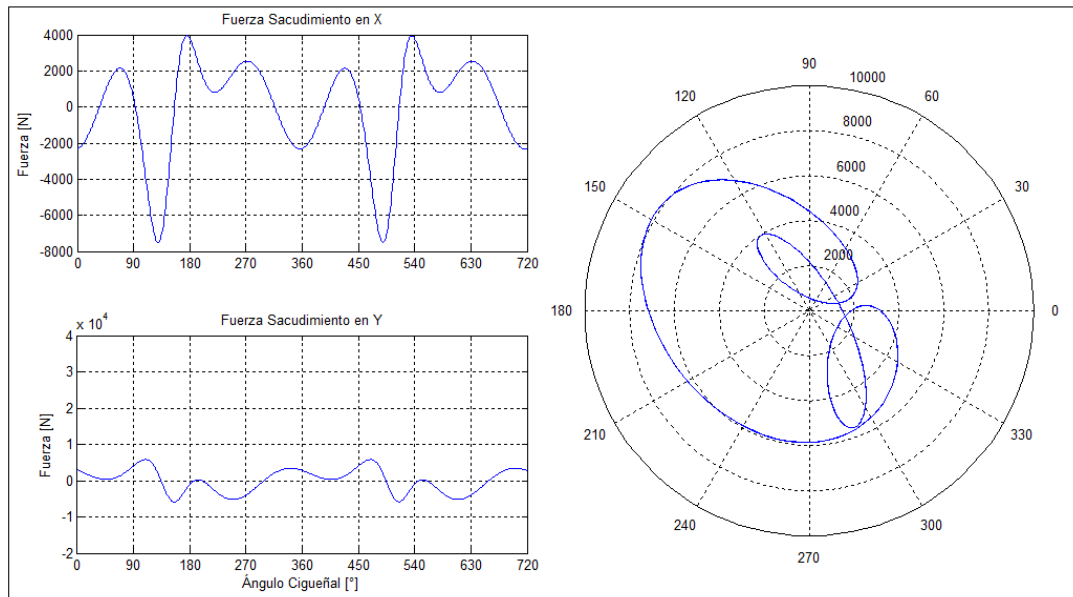


Figura 42. Tercera iteración para el balanceo. [El Autor]



De las tres gráficas se puede observar y sacar algunas conclusiones: La figura 40, muestra una disminución de las fuerzas de aproximadamente el 30%, pero también un cambio de dirección drástico en el diagrama polar, lo que genera, movimientos bruscos para el sistema en general y esto por consiguiente sobreaceleraciones; la figura 41, disminuye aún más las fuerzas, en

aproximadamente un 50%, un valor aceptable y esperado cuando se realizan este tipo de estudios, pero nos sigue generando algunos cambios de dirección; y por último se tiene la figura 42, que después de varios ensayos y muchos resultados, resultó ser la que mayor disminución presentó, con valores del 60% aproximadamente y con cambios de dirección menos acentuados, por lo que se decidió continuar el proceso con este resultado.

Este resultado se logró analizando sólo la forma como actuaba la fuerza X, ya que en varias ocasiones se había presentado un constante aumento cuando se variaban los porcentajes de β que son los directamente encargados de afectar la fuerza en Y; para lo que se manejaron los siguientes valores:

$$A_1 = 18000 \text{ N}$$

$$A_2 = -4400 \text{ N}$$

$$\varphi_1 = -100^\circ$$

$$\varphi_2 = -82^\circ$$

$$\alpha = 0,835$$

$$\beta = 0$$

De esta manera se obtiene la tabla donde se pueden observar diferentes valores de masas para el proceso de balanceo:

$$F = A_1 \cdot \alpha$$

$$F = 18000 \cdot 0,835 = 15030 \text{ N}$$

$$\omega = 2000 \text{ min}^{-1}$$

$$\omega^2 = \left(\frac{2000 \cdot 2\pi}{60} \right)^2 = 43864,9 \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)^2$$

$$m = \frac{F}{r \cdot \omega^2}$$

$$m = \frac{15030}{0,2 \cdot 43864,9} = 1,71 \text{ kg}$$

Tabla 2. Masas de Balanceo. [El Autor]

Fuerza $A1-\alpha$ (N)	Fuerza $A2-\alpha$ (N)	$\omega^2(\text{rad/s})^2$	
15030	3674	43864,90845	
m1 (kg)	m2 (kg)	mTotal (kg)	r (m)
1,713214564	0,418785782	2,132000346	0,2
1,957959502	0,478612323	2,436571824	0,175
2,284286085	0,558381043	2,842667128	0,15
2,741143302	0,670057252	3,411200554	0,125
3,426429128	0,837571565	4,264000692	0,1
4,56857217	1,116762086	5,685334257	0,075
6,852858256	1,675143129	8,528001385	0,05
13,70571651	3,350286258	17,05600277	0,025

Para la elección de las masas de los ejes de balanceo se buscaba encontrar una relación teórica entre las masas del cigüeñal y los ejes de balanceo, pero no se cuenta con algo sustentado o experimental en proyectos similares; teniendo en cuenta las masas de los elementos en general y con el hecho de que se tiene suficiente espacio en el bloque del motor, se tomó la decisión de que el total de las masas balanceadoras no sobrepasara los 7 kg y un radio no mayor a 11 cm, esto con el fin de no aumentar demasiado el peso en el mecanismo y el espacio en el bloque.

Teniendo una base para estos valores, se puede analizar una forma geométrica que se adapte y que cumpla la función de disminuir las fuerzas en el mecanismo por medio de la ubicación de estas masas en los ejes de balanceo; para lo que se toman algunas referencias de los tipos de ejes.

Figura 43. Eje de balanceo MITEC Automotive. [13]

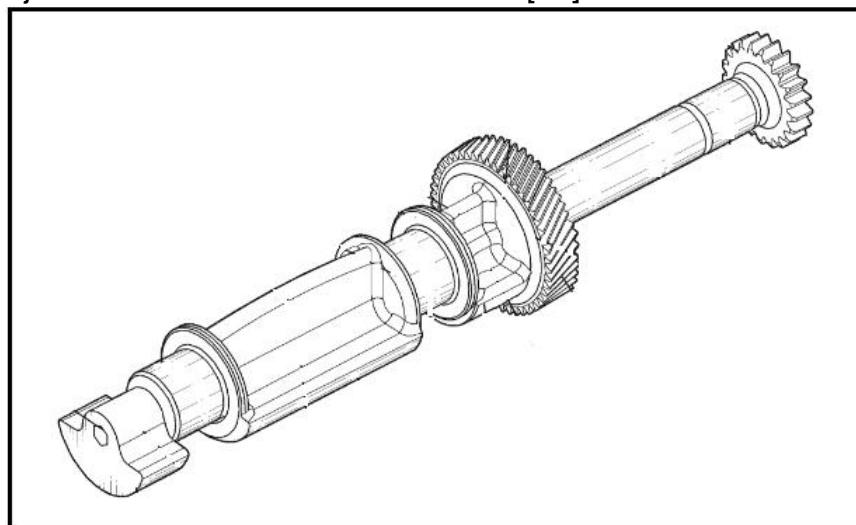


Figura 44. Eje de Balanceo Hyundai. [14]

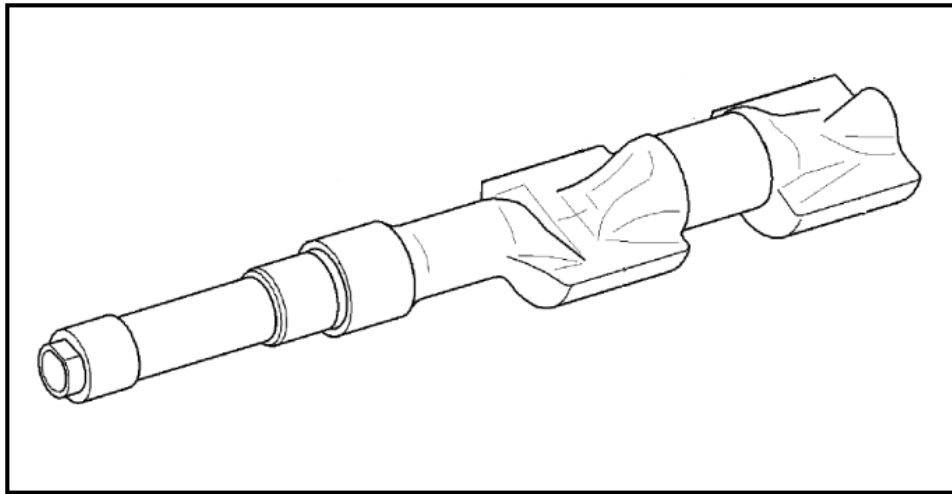
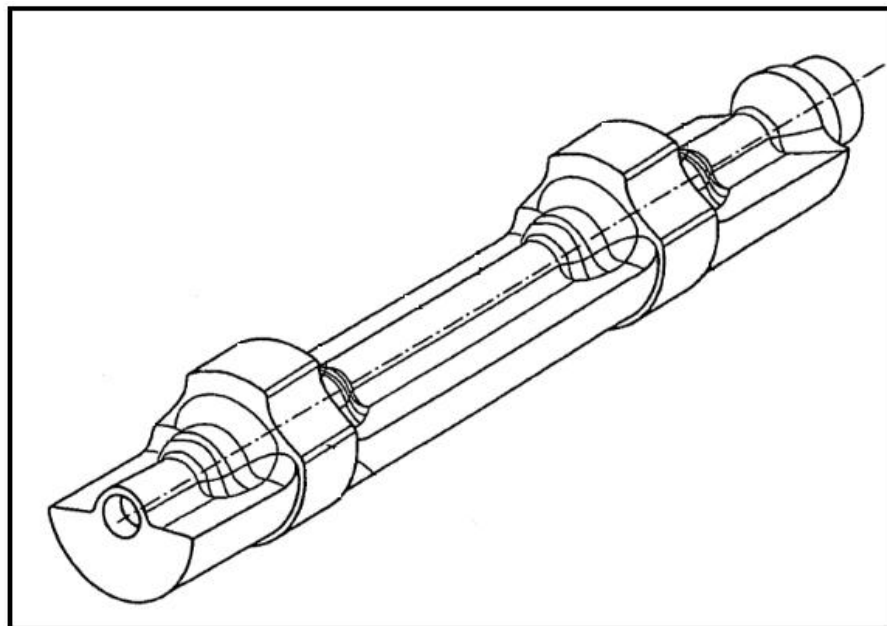


Figura 45. Eje de balanceo para un monocilíndro o multicilindro. [15]



4. DISEÑO DE EJES DE BALANCEO

4.1 EJES PRIMARIOS

4.1.1 Materiales

Los materiales típicos para árboles o ejes son aceros de bajo carbono 1020 o 1045, y, en casos especiales, aceros aleados al níquel-molibdeno 8620 cuyas características se ponen en la siguiente tabla:

Tabla 3. Materiales para los ejes de balanceo. [El Autor]

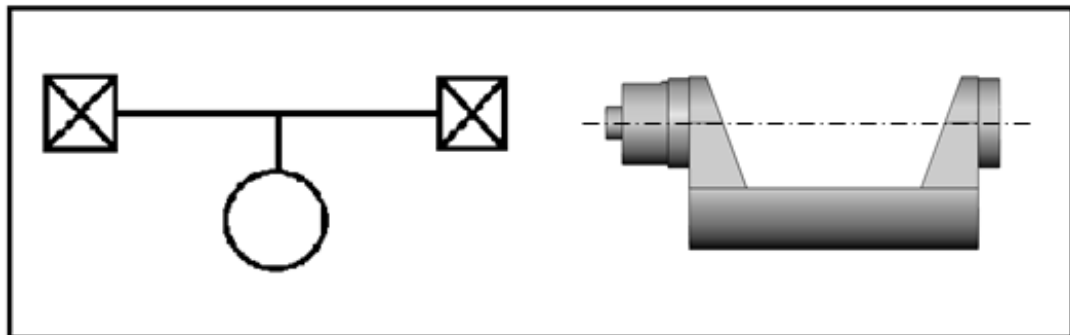
Materiales	Módulo de elasticidad (Gpa)	Módulo de Rigidez (Gpa)	Poisson	S _y (Mpa)	S _u (Mpa)
Acero 1020 Lam en frío	207	80,8	0,28	393	469
Acero 1020 Lam en caliente	207	80,8	0,28	207	379
Acero 1045 Lam en frío	207	80,8	0,28	531	627
Acero 1045 Lam en caliente	207	80,8	0,28	310	565
Acero 8620 Lam en caliente	207	80,8	0,28	340	635
Acero 8620 Recocido	207	80,8	0,28	295	540

4.1.2 Configuración geométrica

El eje de balanceo tiene la forma mostrada en la siguiente figura, es decir, un eje normal y una masa fuera del eje de giro. La fuerza de balanceo es de 15030 N al girar a una velocidad de 2000 rpm, la cual se divide en dos ejes de balanceo, cada uno ejerciendo una fuerza de 7515 N.

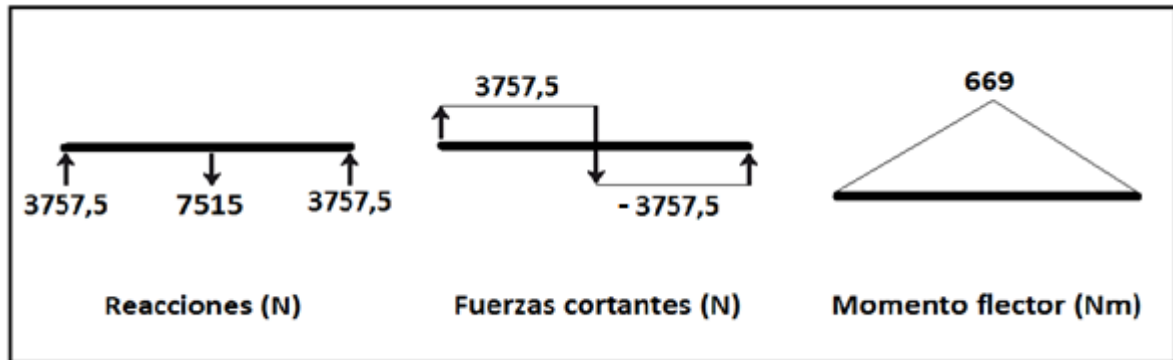
La longitud entre los apoyos será similar a la que se presenta en el eje del cigüeñal, así pues, dicha longitud es de 17,8 cm.

Figura 46. Configuración geométrica del eje de balanceo primario. [El Autor]



La fuerza de inercia de la masa genera una carga en el centro del eje con un valor de 7515 N, como se había mencionado antes. Esta carga genera una sollicitud de flexión en el eje de balanceo, donde las cargas, reacciones, fuerzas cortantes y momento de flexión se muestran en la siguiente figura:

Figura 47. Condiciones de carga, fuerzas cortantes y momento flector en el eje primario.
[El Autor]



El eje de balanceo no será usado para transmitir par torsional o movimiento a ningún otro mecanismo del motor, por lo tanto la torsión que se genera en el eje sólo aparece debido al par motor. El par motor es generado por la fuerza de la explosión de los gases en la cámara y transmitido por el mecanismo hasta el cigüeñal. Se puede determinar teniendo en cuenta que:

$$P = M_m \omega = F v_b$$

Donde F es la fuerza externa, v_b es la velocidad del eslabón donde se genera el movimiento debido a la fuerza externa, ω es la velocidad angular del motor, M_m es el par de torsión motor, y P es la potencia generada.

Teniendo en cuenta la ecuación anterior, y que la fuerza externa es únicamente generada por la explosión de los gases en la cámara de combustión, se puede deducir que el par motor, debido a la velocidad del pistón y a la naturaleza variable de la fuerza del mismo, cambia durante el ciclo de trabajo como se muestra en la figura:

Figura 48. Presión de los gases. [El Autor]

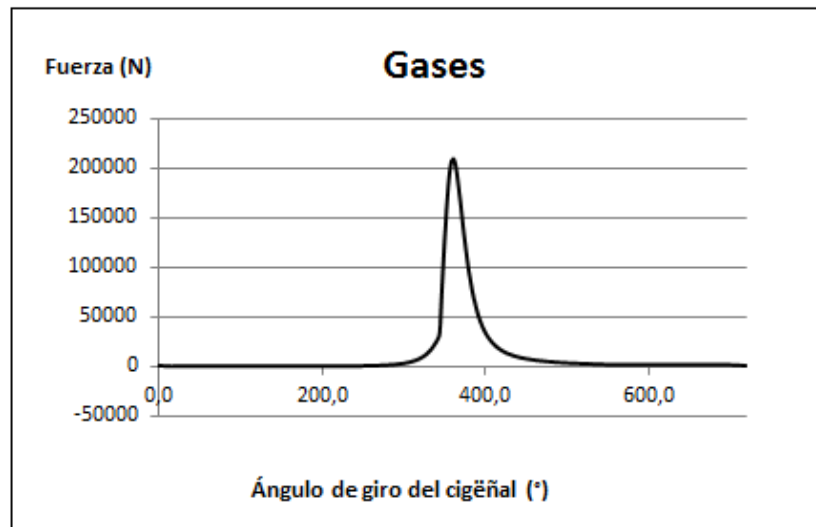
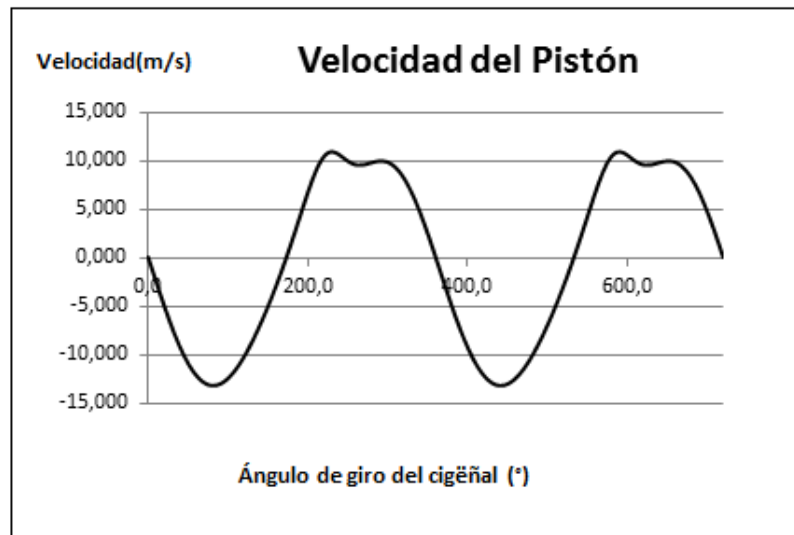


Figura 49. Velocidad del pistón. [El Autor]

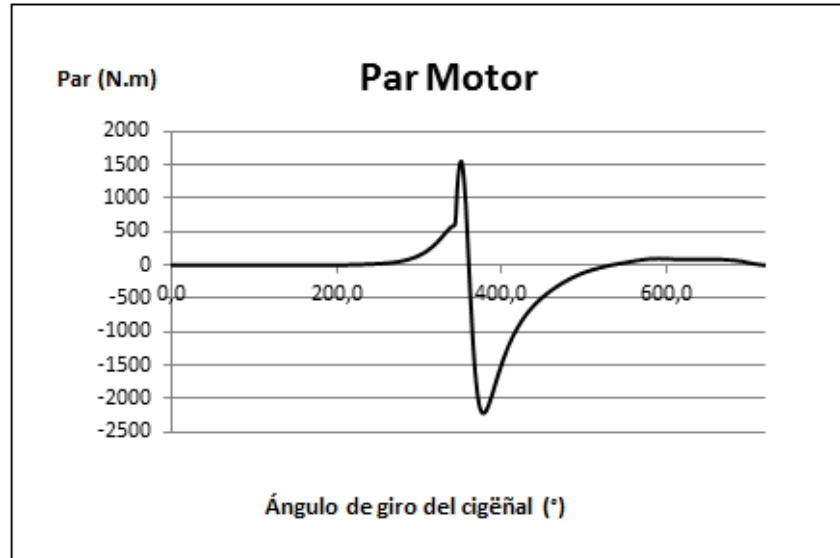


Se toma la velocidad angular como

$$\omega_{med} = \frac{\omega\pi}{30} = \frac{2000\pi}{30} = 209,43951 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Finalmente, se obtiene una gráfica que indica el cambio de par motor para un ciclo de trabajo.

Figura 50. Par motor para el eje primario. [El Autor]



Donde el par motor varía desde 1553 Nm hasta -2220 Nm. Se tiene en cuenta el valor mayor para el diseño previo del eje, es decir, $T = 2220$ Nm

Se plantea el diseño inicial del eje en dos partes, una en la que se supone un eje cilíndrico con una fuerza centrada que genera flexión, así se encuentra el diámetro mínimo que debería tener dicho eje para soportar la carga a flexión. Luego, se plantea una viga con sección semicircular que actúa como la masa excéntrica del eje de balanceo y se diseña bajo la misma carga. Del primer análisis se encontrará el valor inicial para los soportes del eje, del segundo se verifica el área de la masa excéntrica.

Suponiendo un factor de seguridad de $N=4$, recomendada para diseño de carga variable con análisis por fatiga con el cual podemos encontrar un valor inicial del diámetro del eje utilizando la fórmula de diseño de un eje de sección circular bajo sollicitud de flexión y torsión Von Misses. [16]

$$d = \left[\frac{16N}{\pi S_y} \sqrt{4M^2 + 3T^2} \right]^{1/3}$$

Obteniendo la siguiente tabla:

Tabla 4. Diámetro para el eje primario. [El Autor]

Materiales	S_y [MPa]	d[mm]
Acero 1020 Lam en frío	393	59,5
Acero 1020 Lam en caliente	207	73,7
Acero 1045 Lam en frío	531	53,9
Acero 1045 Lam en caliente	310	64,4
Acero 8620 Lam en caliente	340	62,5
Acero 8620 Recocido	295	65,5

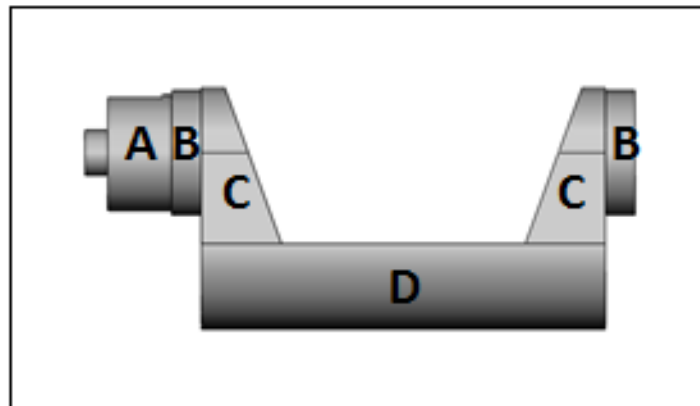
La sección de la masa excéntrica se basa en un semicírculo de diámetro igual a 75 mm desplazado del eje de rotación 40 mm. Se tiene así que su centro de masa se encuentra a 55,92 mm del eje de masa. Teniendo en cuenta lo anterior y que las gráficas de las cargas, reacciones, fuerzas cortantes y momento de flexión son iguales a las anteriormente mostradas se utiliza la fórmula de diseño de una viga bajo sollicitud de flexión

$$\frac{\sigma_y}{N} > \sigma = \frac{Mc}{I} \approx \frac{36,8384 M}{\pi d^3}$$

$$4 \cdot \frac{36,8384 (669 \text{ Nm})}{\pi (75 \text{ mm})^3} = 74,37 \text{ MPa} < 207 \text{ MPa} = \sigma_y$$

Ahora, con dichos valores iniciales se suponen las siguientes dimensiones para el eje de balanceo

Figura 51. Eje de balanceo primario. [El Autor]

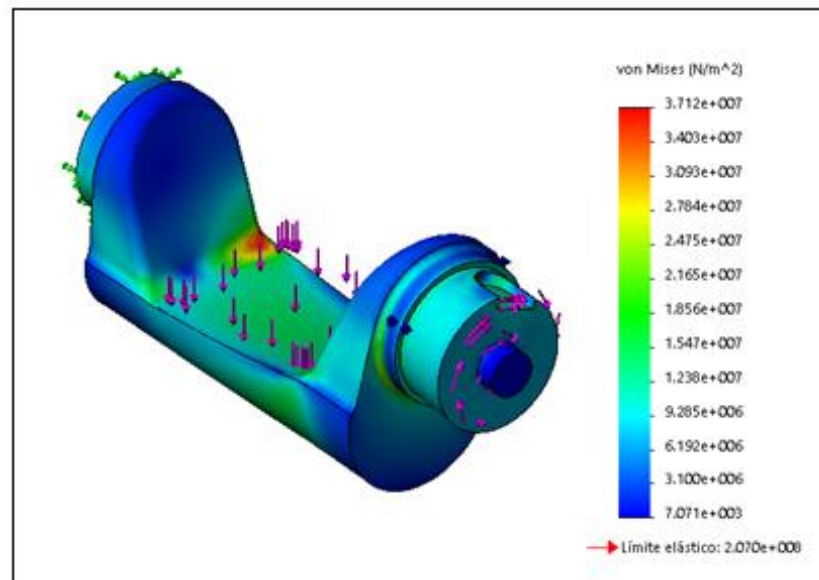


Donde la sección A es la conexión al motor por medio de una transmisión por cadena o por rueda dentada y tiene un diámetro de 60 mm. La sección B es el apoyo donde se ubica un rodamiento de diámetro interno de 65 mm y un espesor

de 10 mm (NKS 6913). La sección *C* sirve de hombro para el rodamiento y de conexión entre el eje y la masa excéntrica. Por último, la sección *D* es la masa excéntrica con forma de semicírculo cuyo radio es 37,5 mm y está desviado del eje de giro 40 mm.

Se realiza un análisis de elementos finitos en SolidWorks para corroborar que el diseño completo del eje de balanceo esté dentro los parámetros. En la figura se muestra la simulación estática del eje de balanceo suponiendo que el material es acero 1020 laminado en caliente con límite de fluencia de 207 MPa; la fuerza de inercia se ubica como una fuerza externa aplicada en la sección de la masa excéntrica y con dirección radial hacia afuera, tal y como se presentará durante el funcionamiento; adicionalmente, se utiliza la torsión máxima en el punto donde se ubica la rueda dentada.

Figura 52. Análisis de elementos finitos eje primario acero 1020 laminado en caliente. [El Autor]

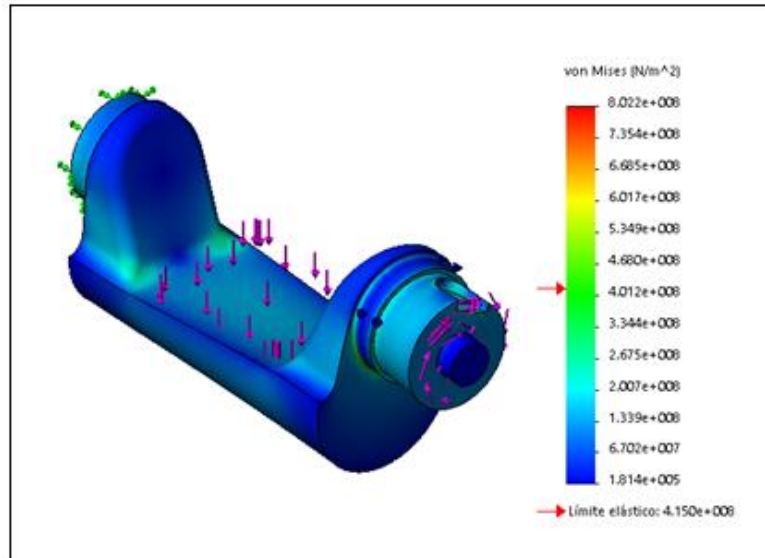


Cada eje de balanceo tendría una masa total de 6,3 kg, de la cual 3,06 kg equivalen a la masa excéntrica. Se puede observar que el límite elástico está por encima del máximo valor de esfuerzo encontrado lo cual corrobora el diseño, sin embargo, la masa es elevada por lo que se trata de reducir las dimensiones utilizando un acero con mejores propiedades mecánicas.

Utilizando acero 1045 laminado en frío y utilizando las siguientes medidas: un diámetro de 51 mm para la sección *A*; un diámetro de 55 mm la sección *B*, donde se ubica un rodamiento de diámetro interno de 55 mm y un espesor de 13 mm (NKS 6911); las demás secciones mantienen una dimensión similar a la anterior.

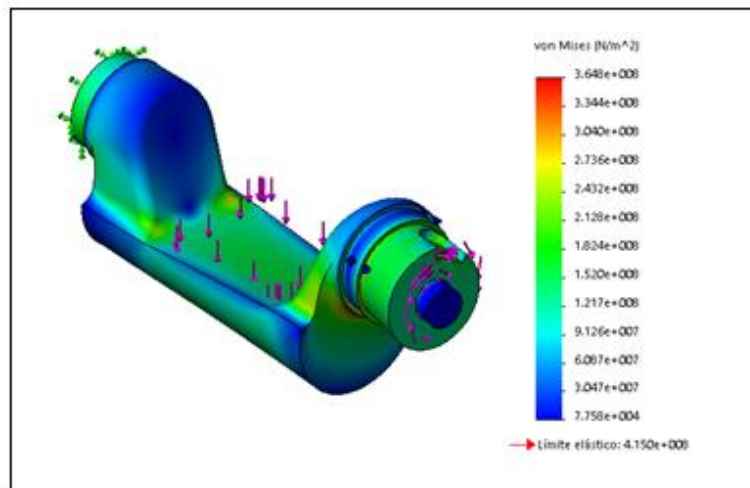
Así, se obtiene la siguiente configuración de esfuerzos por medio de SolidWorks.

Figura 53. Análisis de elementos finitos acero 1045 laminado en frío. [El Autor]



Cada eje de balanceo tendría una masa total de 5,4 kg, de la cual 3,06 kg equivalen a la masa excéntrica. En esta iteración se observa que, en general, los puntos de esfuerzo máximo ocurren por concentradores de esfuerzo, principalmente en la zona de unión con la sección excéntrica; para disminuir dichos esfuerzos se busca suavizar el cambio de sección.

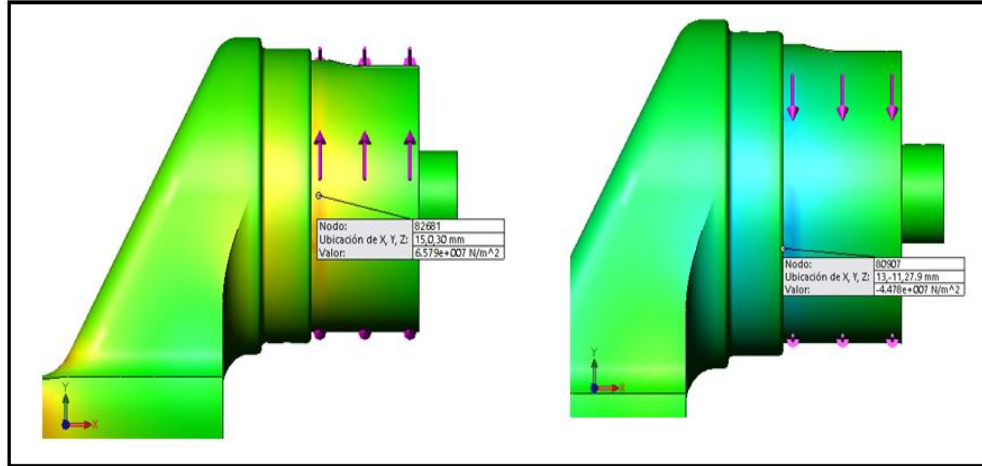
Figura 54. Análisis de elementos finitos del eje con cambios de sección suavizados. [El Autor]



4.1.3 Análisis de fatiga

Para corroborar que el eje no fallará a fatiga se tiene en cuenta la figura 50 donde se observa el cambio de torsión en el motor por cada ciclo.

Figura 55. Punto crítico 1 eje primario. [El Autor]



Teniendo en cuenta que el par motor varía desde 1553 Nm hasta -2220 Nm y que el punto crítico mostrado en SolidWorks es la conexión entre la sección B y C. Los valores de $S_{s\ max} = 65,79$ MPa y $S_{s\ min} = -44,78$ MPa, para los esfuerzos cortantes siempre son positivos en la dirección de mayor magnitud. [17]

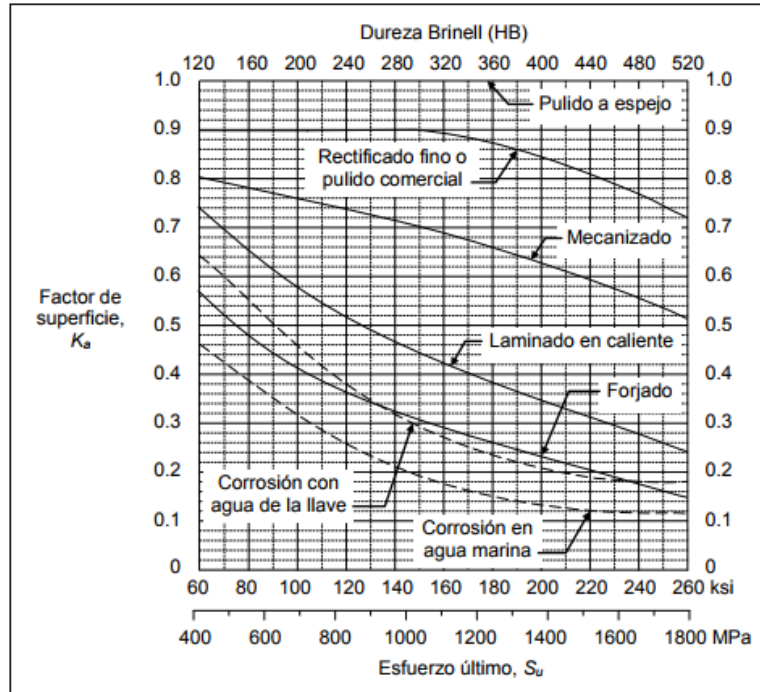
$$S_{sm} = \frac{S_{s\ max} + S_{s\ min}}{2} = \frac{65,79 - 44,78}{2} = 10,50 \text{ MPa}$$

$$S_{sa} = \frac{S_{s\ max} - S_{s\ min}}{2} = \frac{65,79 + 44,78}{2} = 55,28 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{S_{s\ min}}{S_{s\ max}} = \frac{-44,78}{65,79} = -0,68065$$

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car}$$

Figura 56. Factores de superficie para el acero. [18]



$$K_a = 0,77 @ \text{Mecanizado} + S_u = 627 \text{ MPa}$$

Factor de tamaño

$$K_b = 1,189 d_e^{-0,097} @ 8 \text{ mm} < d_e < 250 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 (60)^{-0,097} = 0,799$$

Factor de confiabilidad

$$K_c = 0,753 @ 99,9\%$$

Factor de temperatura

$$K_d = 1 @ T_{emp} < 450^\circ \text{C}$$

Factor de efectos varios

$$K_e = 1 @ \text{Sin corrosión u otros efectos}$$

Factor de tipo de carga

$$K_{car} = 0,577 @ \text{torsión}$$

Factor de corrección

$$K = 0,77 \cdot 0,799 \cdot 0,753 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,577 = 0,267$$

Resistencia a la fatiga corregida para vida infinita

$$S_e' = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 627 = 313,5 \text{ MPa}$$

$$S_n = K \cdot S_e' = 0,267 \cdot 313,5 = 83,70 \text{ MPa}$$

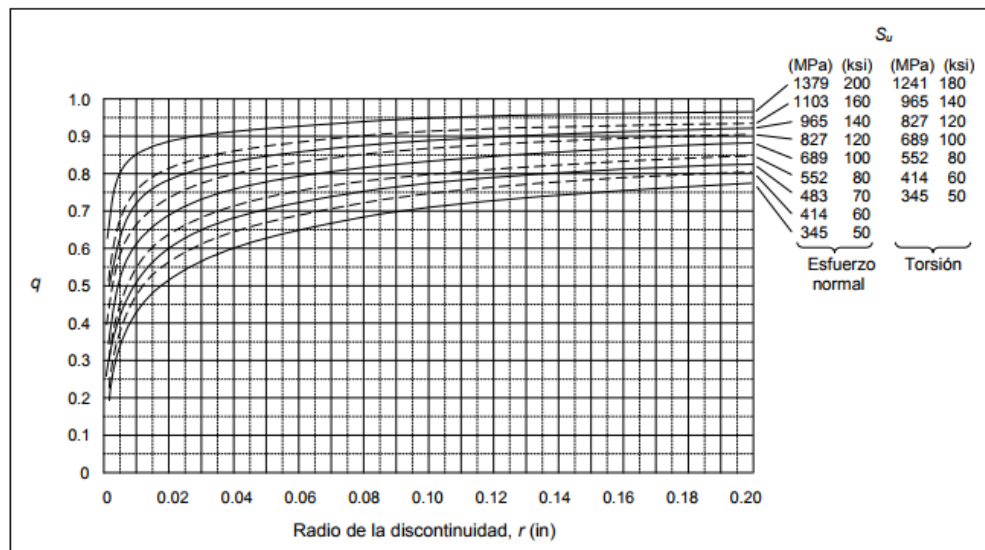
Tabla 5. Constante de Neuber para aceros. [1]

S_u		\sqrt{a}			
		Carga axial y flexión		Torsión	
(ksi)	(MPa)	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})	(in ^{0.5})	(mm ^{0.5})
50	345	0.130	0.66	0.093	0.47
55	380	0.118	0.59	0.087	0.44
60	415	0.108	0.54	0.080	0.40
70	485	0.093	0.47	0.070	0.35
80	550	0.080	0.40	0.062	0.31
90	620	0.070	0.35	0.055	0.28
100	690	0.062	0.31	0.049	0.25
110	760	0.055	0.28	0.044	0.22
120	825	0.049	0.25	0.039	0.20
130	895	0.044	0.22	0.035	0.18
140	965	0.039	0.20	0.031	0.16
160	1100	0.031	0.16	0.024	0.12
180	1241	0.024	0.12	0.018	0.09
200	1379	0.018	0.09	0.013	0.07
220	1515	0.013	0.07	0.009	0.05
240	1655	0.009	0.05		

Nota: los valores de la constante de Neuber para torsión equivalen a los de esfuerzos normales, cuando se toma un valor de S_u que sea 20 ksi (138 MPa) mayor que el del material.

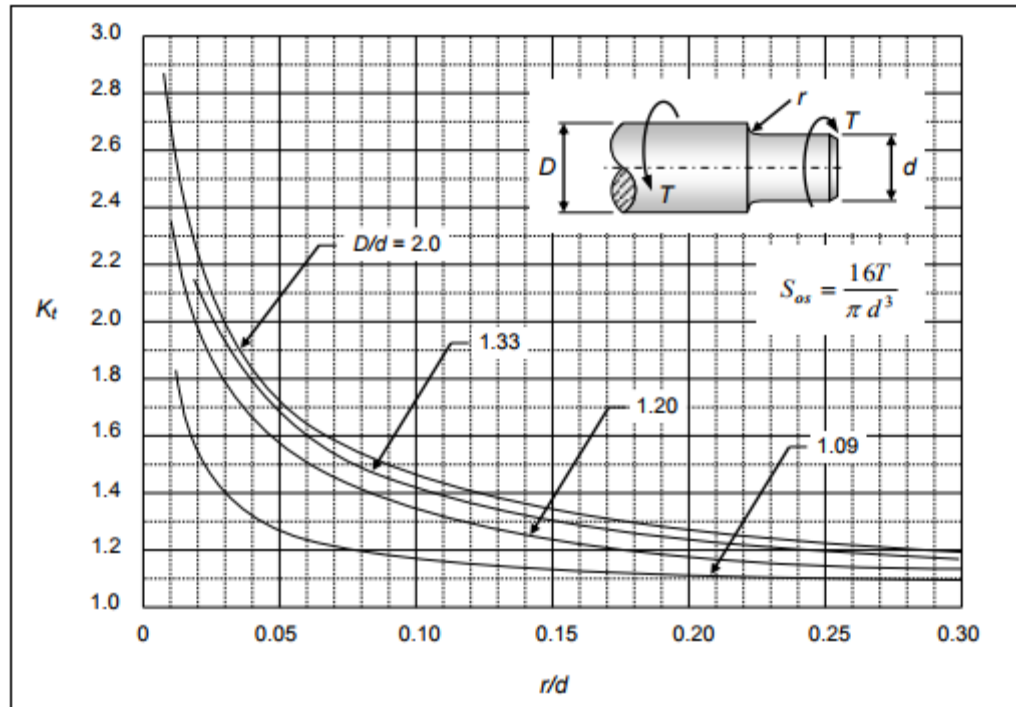
$$\sqrt{a} = 0,28 @ \text{Neuber } S_u = 627 \text{ MPa}$$

Figura 57. Curvas para la determinación del índice de sensibilidad a la entalla, q. [1]



$$q = 0,74 @ 627 \text{ MPa } r = 1 \text{ mm} \approx 0,04 \text{ in}$$

Figura 58. Eje de sección circular con cambio de sección sometido a torsión. [1]



$$\frac{D}{d} = \frac{65}{60} = 1,08$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{60} = 0,05$$

$$K_t \approx 1,13$$

$$K_f = 1 + 0,74(1,12 - 1) = 1,096$$

$$K_{fm} = K \cdot S_{smax} = 0,2007 \cdot 164,6 = 33,03 \text{ MPa} < S_y = 531 \text{ MPa}$$

$$K_{fm} = K_f = 1,096$$

$$K_{ff} = K_f = 1,096 @ n_c > 10^6 \text{ ciclos}$$

Goodman Modificada

$$S_{us} = 0,577 \cdot S_u = 0,577 \cdot 627 = 361,779 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{K_{fm} S_{sm}}{S_{us}} + \frac{K_{ff} S_{sa}}{S_n}$$

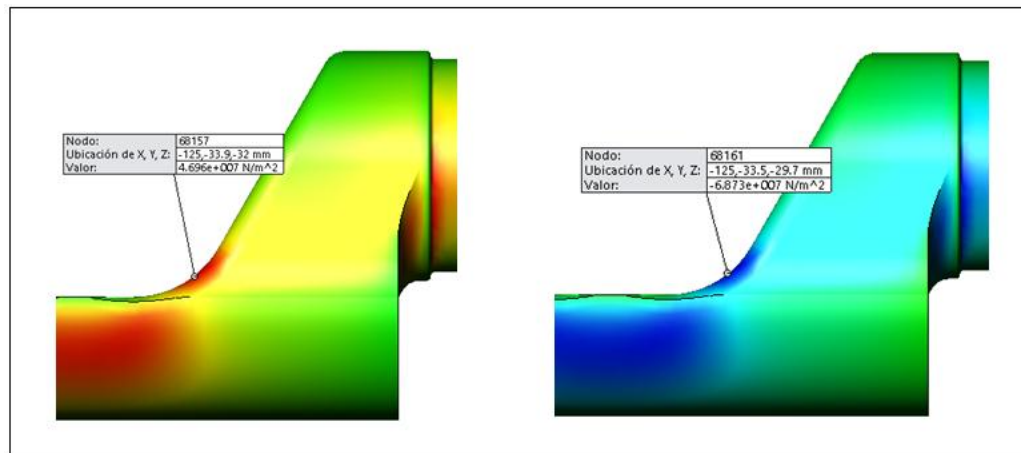
$$\frac{1}{N} = \frac{1,096 \cdot 10,50}{361,779} + \frac{1,096 \cdot 55,28}{83,70}$$

$$N = 1,322$$

Como se puede observar el factor de seguridad por fatiga está por encima de 1, lo que corrobora que este punto soporta la fatiga.

Siguiendo la misma mecánica se realiza el análisis para otro punto crítico, ubicado en la unión de las secciones C y D. Los valores de $S_{s\ max} = 68,73$ MPa y $S_{s\ min} = -44,96$ MPa, los cuales se encuentran mediante SolidWorks

Figura 59. Punto crítico 2 eje primario. [El Autor]



$$S_{sm} = \frac{S_{s\ max} + S_{s\ min}}{2} = 10,885 \text{ MPa}$$

$$S_{sa} = \frac{S_{s\ max} - S_{s\ min}}{2} = 57,845 \text{ Mpa}$$

$$R = \frac{S_{s\ min}}{S_{s\ max}} = -0,6832$$

$$K_b = 1,189(75)^{-0,097} = 0,782$$

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0,262$$

$$S_n = K \cdot S_{e'} = 0,262 \cdot 313,5 = 82,137 \text{ Mpa}$$

En las tablas de concentradores de esfuerzo no se encuentra directamente esta aplicación por lo que se utiliza un factor $K_t = 1,1$ sacado de la tabla mostrada anteriormente ya que el valor de $r/d > 0,3$. Adicionalmente, se considera la sensibilidad a la entalla $q = 0,9$ debido al gran radio de unión entre las piezas. Se obtiene entonces que:

$$K_f = 1 + 0,9(1,1 - 1) = 1,09$$

$$K_{ff} = K_{fm} = K_f$$

Goodman Modificada

$$\frac{1}{N} = \frac{K_{fm} S_{sm}}{S_{us}} + \frac{K_{ff} S_{sa}}{S_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1,09 \cdot 10,885}{361,779} + \frac{1,09 \cdot 57,845}{83,70}$$

$$N = 1,272$$

Como se puede observar el factor de seguridad por fatiga está por encima de 1, lo que corrobora que este punto soporta la fatiga.

4.2 EJE SECUNDARIO

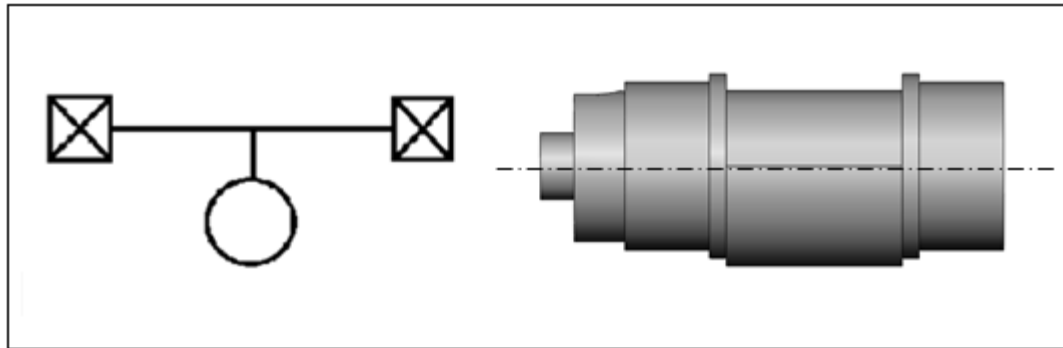
Para el eje secundario se realiza la misma tarea anterior teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

4.2.1 Configuración geométrica

El eje de balanceo tiene la forma mostrada en la figura anterior, es decir, un eje normal y una masa fuera del eje de giro. La fuerza de balanceo es de 3674 N al girar a una velocidad de 4000 rpm.

La longitud entre los apoyos se supone inicialmente de 5,2 cm tratando de equilibrar los valores de excentricidad y la masa.

Figura 60. Configuración geométrica del eje de balanceo primario. [El Autor]



Al igual que los ejes primarios, el eje de balanceo secundario no será usado para transmitir par torsional a ningún otro mecanismo del motor, por lo tanto la torsión que se genera en el eje sólo aparece debido al par motor. Se utiliza la ecuación mostrada anteriormente para determinar el par motor que actúa sobre el eje de balanceo secundario de modo que:

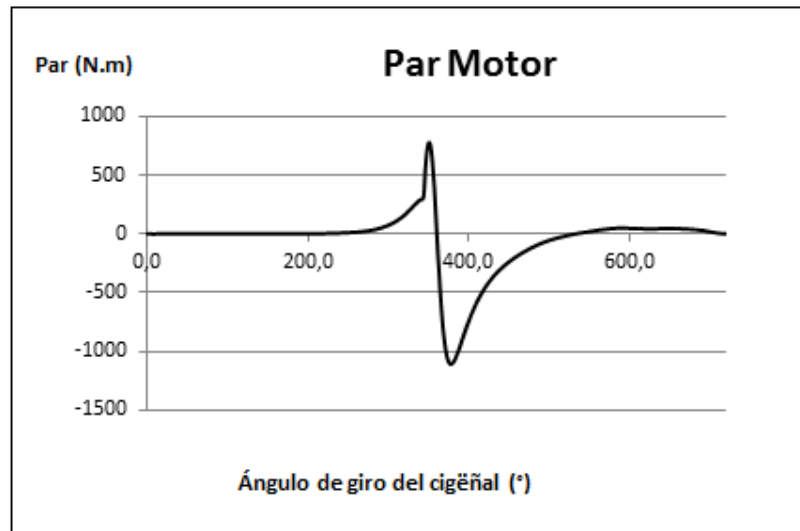
$$P = M_m \omega = F v_b$$

$$M_m = \frac{F v_b}{\omega}$$

$$\omega_{med} = \frac{\omega \pi}{30} = \frac{4000\pi}{30} = 418,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Donde F es la fuerza externa, v_b es la velocidad del eslabón donde se genera el movimiento debido a la fuerza externa, ω es la velocidad angular del motor, M_m es el par de torsión motor, y P es la potencia generada.

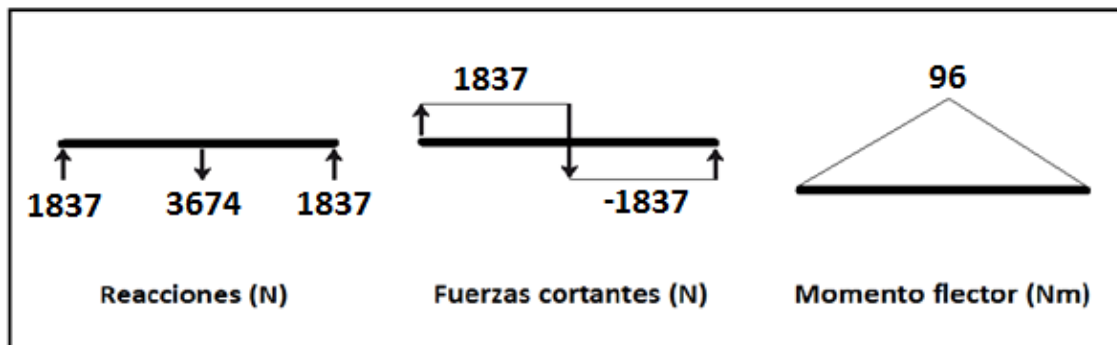
Figura 61. Par motor para el eje secundario. [El Autor]



Donde el par motor varía desde 776 Nm hasta -1110 Nm. Se tiene en cuenta el valor mayor para el diseño previo del eje, es decir, $T = 1110 \text{ N.m}$.

La fuerza de inercia de la masa genera una carga en el centro del eje con un valor de 3674 N, como se había mencionado antes. Esta carga genera una sollicitud de flexión en el eje de balanceo, donde las cargas, reacciones, fuerzas cortantes y momento de flexión se muestran en la siguiente figura:

Figura 62. Condiciones de carga, fuerzas cortantes y momento flector en el eje secundario. [El Autor]



Se mantiene el factor de seguridad en $N = 4$ y, utilizando la ecuación de diseño para árboles VonMises, se calcula el diámetro previo del eje.

$$d = \left[\frac{16N}{\pi S_y} \sqrt{4M^2 + 3T^2} \right]^{1/3}$$

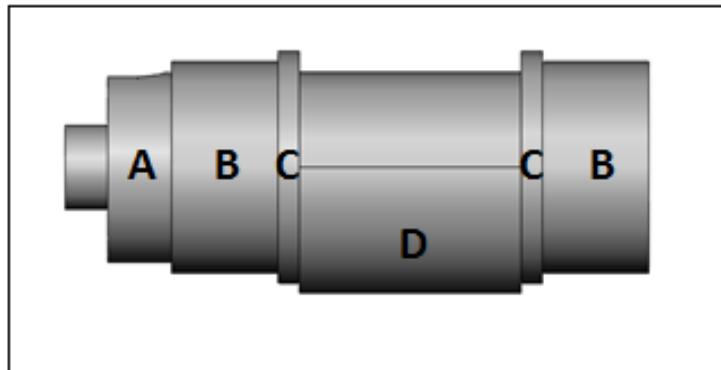
Obteniendo la siguiente tabla:

Tabla 6. Diámetro para el eje primario. [El Autor]

Materiales	S_y [MPa]	d[mm]
Acero 1020 Lam en frío	393	46,4
Acero 1020 Lam en caliente	207	57,5
Acero 1045 Lam en frío	531	42
Acero 1045 Lam en caliente	310	50,3
Acero 8620 Lam en caliente	340	48,7
Acero 8620 Recocido	295	51,1

Ahora, con dichos valores iniciales se suponen las siguientes dimensiones para el eje de balanceo

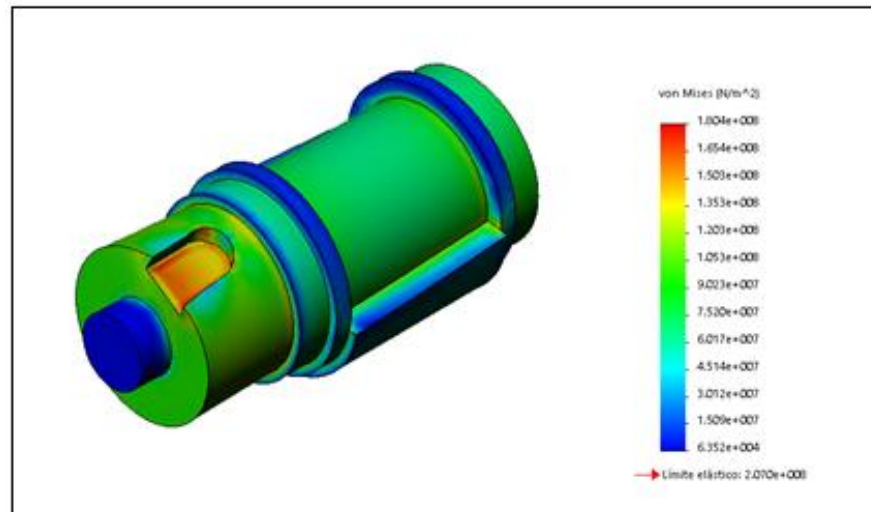
Figura 63. Eje de balanceo secundario. [El Autor]



Donde la sección *A* es la conexión al motor por medio de una transmisión por rueda dentada y tiene un diámetro de 45 mm. La sección *B* es el apoyo donde se ubica un rodamiento de diámetro interno de 50 mm y un espesor de 12 mm (NKS 6910). La sección *C* sirve de hombro para el rodamiento. Por último, la sección *D* es la masa excéntrica. El eje de balanceo secundario tiene una masa de 1,95 kg de la cual 0,57 kg corresponde a la masa excéntrica

Se realiza la simulación de esfuerzos estáticos sobre el eje teniendo en cuenta la fuerza de inercia de 3674 N actuando sobre la sección excéntrica y el par de torsión máximo de 1110 N, generando la siguiente distribución de esfuerzos para acero 1020 laminado en caliente.

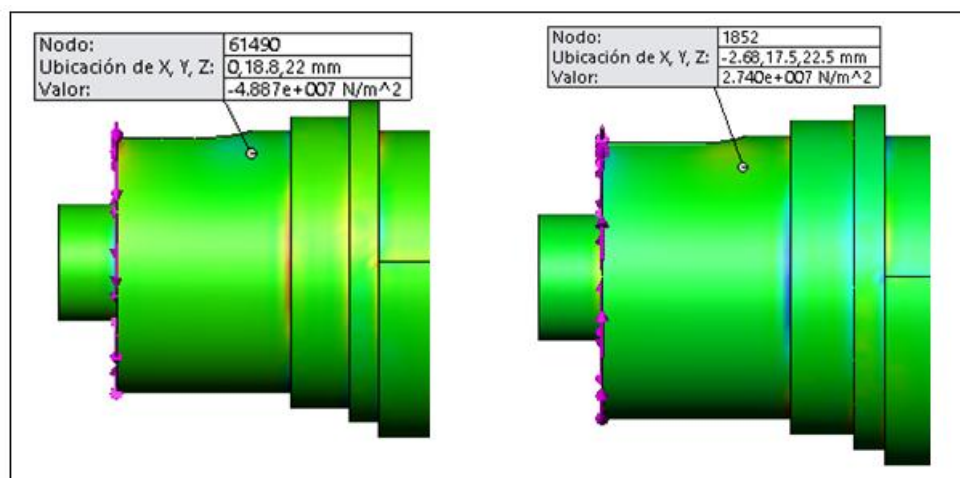
Figura 64. Análisis de elementos finitos eje secundario acero 1020 laminado en caliente.
[El Autor]



4.2.2 Análisis de fatiga

Para corroborar que el eje no fallará a fatiga se tiene en cuenta el cambio de par motor a lo largo de un ciclo, con valores máximo y mínimo iguales a 776 N.m hasta -1110 Nm, respectivamente. Ya que todo el eje está sometido la misma torsión, se tienen tres puntos críticos donde los concentradores de esfuerzo pueden generar problemas, la zona del chavetero, el cambio de sección entre B y C, y el cambio de sección entre C y D.

Figura 65. Punto crítico 1 eje secundario. [El Autor]



$$S_{s\max} = 48,87 \text{ MPa} \quad S_{s\min} = -27,40 \text{ MPa}$$

$$S_{sm} = \frac{S_{s\max} + S_{s\min}}{2} = 10,735 \text{ MPa}$$

$$S_{sa} = \frac{S_{s\max} - S_{s\min}}{2} = 38,135 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{S_{s\min}}{S_{s\max}} = -0,5606$$

$$K_b = 1,189(45)^{-0,097} = 0,8219$$


$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0,275$$

$$S_{e'} = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 379 = 189,5 \text{ MPa}$$

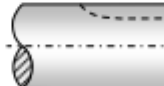
$$S_n = K \cdot S_{e'} = 0,275 \cdot 313,5 = 52,11 \text{ MPa}$$

Tabla 7. Factores de concentración de esfuerzos por fatiga para chaveteros en ejes de acero de sección circular maciza. [19]

Clase de chavetero	K_f			
	Recocido, dureza menor que 200 HB		Endurecido, dureza mayor que 200 HB	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Perfil	1.6	1.3	2.0	1.6
Patín	1.3	1.3	1.6	1.6



Chavetero de perfil



Chavetero de patín

$$K_f = 1,3$$

$$K_{ff} = K_{fm} = K_f$$

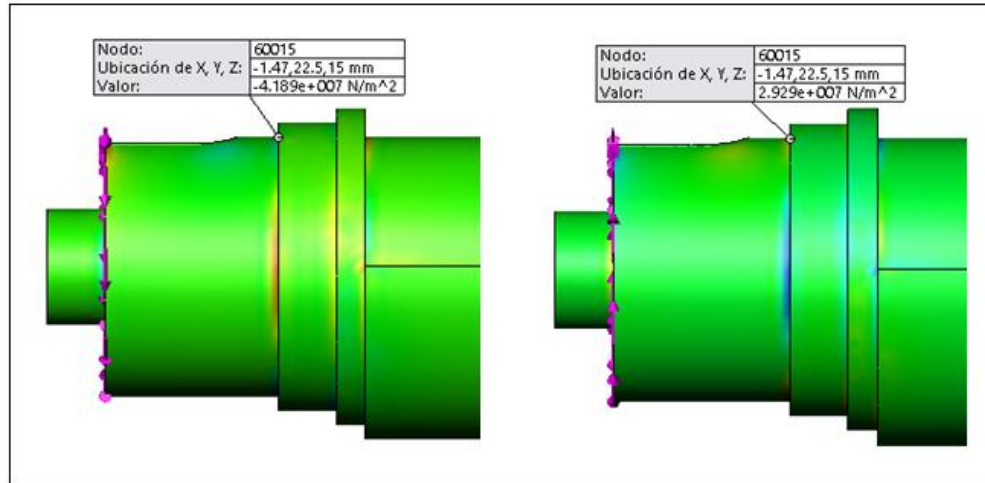
Goodman Modificada

$$\frac{1}{N} = \frac{K_{fm} S_{sm}}{S_{us}} + \frac{K_{ff} S_{sa}}{S_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1,3 \cdot 10,735}{218,68} + \frac{1,3 \cdot 38,135}{52,11}$$

$$N = 1,069$$

Figura 66. Punto crítico 2 eje secundario. [El Autor]



$$S_{s \max} = 41,89 \text{ MPa}$$

$$S_{s \min} = -29,29 \text{ MPa}$$

$$S_{sm} = \frac{S_{s \max} + S_{s \min}}{2} = 6,30 \text{ MPa}$$

$$S_{sa} = \frac{S_{s \max} - S_{s \min}}{2} = 35,59 \text{ MPa}$$

$$R = \frac{S_{s \min}}{S_{s \max}} = -0,6992$$

$$K_b = 1,189(55)^{-0,097} = 0,8060$$

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0,270$$

$$S_{e'} = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 379 = 189,5 \text{ MPa}$$

$$S_n = K \cdot S_{e'} = 0,270 \cdot 313,5 = 51,10 \text{ MPa}$$

De la figura 58 se obtiene:

$$\frac{D}{d} = \frac{55}{50} = 1,1$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{50} = 0,04$$

$$K_t \approx 1,35$$

$$q = 0,8$$

$$K_f = 1 + 0,8(1,35 - 1) = 1,28$$

$$K_{ff} = K_{fm} = K_f$$

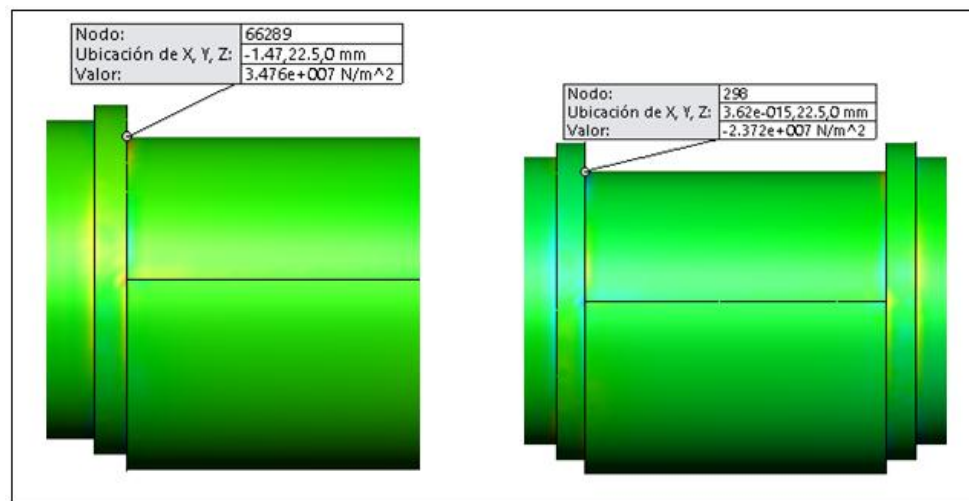
Goodman Modificada

$$\frac{1}{N} = \frac{K_{fm}S_{sm}}{S_{us}} + \frac{K_{ff}S_{sa}}{S_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1,28 \cdot 6,30}{218,68} + \frac{1,28 \cdot 35,59}{51,10}$$

$$N = 1,077$$

Figura 67. Punto crítico 3 eje secundario. [El Autor]



$$S_{s \max} = 34,76 \text{ MPa}$$

$$S_{s \min} = -23,72 \text{ MPa}$$

$$S_{sm} = \frac{S_{s \max} + S_{s \min}}{2} = 5,52 \text{ MPa}$$

$$S_{sa} = \frac{S_{s\max} - S_{s\min}}{2} = 29,24 \text{ Mpa}$$

$$R = \frac{S_{s\min}}{S_{s\max}} = -0,6824$$

$$K_b = 1,189(60)^{-0,097} = 0,7993$$

$$K = K_a K_b K_c K_d K_e K_{car} = 0,267$$

$$S_{e'} = 0,5 \cdot S_u = 0,5 \cdot 379 = 189,5 \text{ MPa}$$

$$S_n = K \cdot S_{e'} = 0,267 \cdot 189,5 = 50,60 \text{ MPa}$$

De la figura 73 se obtiene:

$$\frac{D}{d} = \frac{60}{45} = 1,33$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3}{50} = 0,06$$

$$K_t \approx 1,6$$

$$q = 0,8$$

$$K_f = 1 + 0,8(1,6 - 1) = 1,48$$

$$K_{ff} = K_{fm} = K_f$$

Goodman Modificada

$$\frac{1}{N} = \frac{K_{fm} S_{sm}}{S_{us}} + \frac{K_{ff} S_{sa}}{S_n}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{1,48 \cdot 5,52}{218,68} + \frac{1,48 \cdot 29,24}{50,60}$$

$$N = 1,12$$

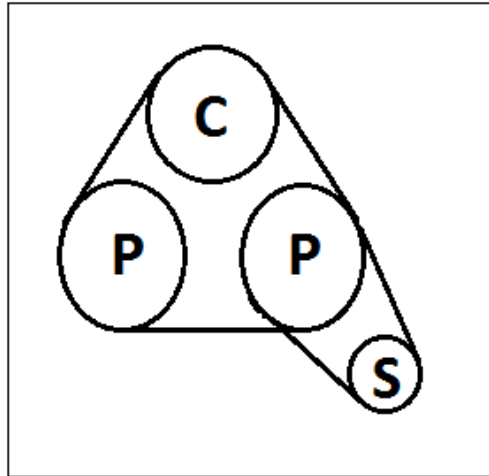
4.3 RUEDAS DENTADAS

El sistema de balanceo se une al cigüeñal mediante una correa de sincronización que proporciona la transmisión del par motor hasta el sistema. Las ruedas

dentadas propuestas son de dientes rectos. Se tiene en cuenta que la relación entre el eje del cigüeñal y los ejes principales es de 1:1, mientras que para el secundario es de 1:2.

Se propone el siguiente sistema de transmisión.

Figura 68. Configuración para el sistema de transmisión. [El Autor]



Se supone una polea de 75mm de diámetro primitivo para el eje secundario, lo que genera poleas de 150mm para los ejes principales y el cigüeñal. Las velocidades lineales de las poleas serán entonces:

$$v = \frac{\omega D}{2}$$

$$v = \frac{(209,4)(0,150)}{2} = \frac{(418,9)(0,075)}{2} = 15,71 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Mediante esta velocidad y suponiendo una potencia entre 1 hp y 10 hp. Se encuentra una correa síncrona tipo L cuyo paso es de 9,525 mm. Para las poleas primarias se supone una distribución en un triángulo equilátero, facilitando los cálculos de longitud de la correa, y una separación entre centros de 200mm, así, la longitud de la polea está dada por:

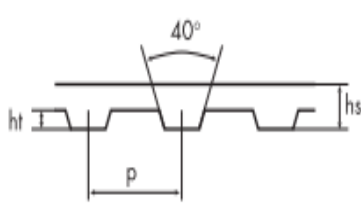
$$L_p = 3 \cdot C + 6 \cdot \alpha \cdot r$$

Donde $\alpha = 1,047$ es el ángulo formado por los lados del triángulo

$$L_p = 3 \cdot 200 + 6 \cdot (60^\circ)(75) = 1071,24 \text{ mm}$$

La correa estándar de longitud más similar es la número 420L con una longitud primitiva de $L_p = 1066,80$ mm. Seleccionando dicha correa se corrige la separación entre centros, encontrando el valor de $C = 198,52$ mm para los ejes principales.

Figura 69. Características de una correa síncrona. [20]

				
	XL	L	H	XH
Paso p (mm)	5,080	9,525	12,700	22,225
Altura de diente ht (mm)	1,27	1,91	2,29	6,35
Altura nominal hs (mm)	2,3	3,5	4,0	11,4
Masa lineal (g/m) para 1 mm de anchura	2,4	3,2	3,9	11,3
Diámetro mín. de enrollamiento en número de dientes	10	10	14	18
Diámetro primitivo mínimo (mm)	16,17	30,32	56,6	127,34

Para el eje secundario se realiza un proceso similar usando la ecuación de longitud primitiva para una configuración normal.

$$L_p = 2 \cdot C + \pi \cdot \frac{D + d}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$C = 0,25 \left[\left(L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right)^2 - 2(D - d)^2} \right]$$

Se obtiene así que la separación entre centros para el eje secundario es de $C = 127,33$ mm, con una correa 244L

Así pues, para concluir este capítulo de diseño se elaboran los planos constructivos de las piezas los cuales encontramos en los anexos.

CONCLUSIONES

En este trabajo se presentó el diseño del sistema de balanceo de un motor de combustión monocilíndrico para operar con combustibles múltiples y de encendido por compresión o por chispa, incluyendo los cálculos y las descripciones de las piezas y elementos que harán parte del sistema.

El proceso de diseño seguido resultó complejo debido a la gran cantidad de variables que se consideraron y en términos generales se abordaron las etapas de estudio, análisis, cálculo y diseño. Cada etapa se realizó de forma coherente y detallada para obtener resultados que sirven de base para la investigación e incursión en el campo de los sistemas de balanceo.

Cabe resaltar que si bien es un proceso enmarcado en el campo del diseño, no es exclusivo de esta área del conocimiento de la ingeniería mecánica y por el contrario es multidisciplinario, y en él se ven reflejados los conocimientos adquiridos en los diversos campos de aplicación de la carrera como termodinámica, resistencia de materiales y básicos como matemáticas, química y física.

En general, los sistemas de balanceo son implementados en motores multi-cilíndricos y en algunos mono-cilíndricos con la configuración básica manivela deslizador. Al tratarse de un mecanismo multi-eslabón, se debieron considerar cálculos y métodos que fueron totalmente nuevos para el proyecto en particular.

Se analizaron las fuerzas del mecanismo para encontrar el sistema que las contrarrestara y disminuyera al máximo, mediante varias iteraciones se encontró una disminución aproximada del 60%. Estos resultados son para condiciones ideales y se espera que la variación de los mismos respecto al mecanismo real no sea muy significativa.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] NORTON, Robert L. Diseño de Máquinas. México: Ed. Prentice-Hall (Pearson), 1999.
- [2] PAZ BERNÁRDEZ, Antonio. El Equilibrado de los Motores de Combustión Interna Alternativos. Tesis doctoral. Universidade da Coruña. 1996
- [3] KOLCHIN, A.; DEMIDOV, V. *Design of Automotive Engines*. Moscú: Mir Publishers Moscow, 1984.
- [4] GRUPO FIAT EVOLUCION-@. Mecánica de los motores alternos. 2012
- [5] GONZÁLEZ CALLEJA, David. Motores. España: Ed. Paraninfo. Primera edición. 2011.
- [6] ESCUELA PROFESIONAL SUPERIOR. Mecánica de Motocicletas. Cap. 3 Equilibrado de motores. Barcelona España.
- [7] ROMERO, Carlos Alberto. Fundamentos de Construcción y Cálculo de los Motores de Combustión Interna para Automóviles y Tractores. Universidad Tecnológica de Pereira, 2002.
- [8] UNIVERSIDAD DE CASTILLA- LA MANCHA. Cinemática y dinámica del motor. España
- [9] MOTOR GIGA. Equilibrado del motor. Red giga. 1988
- [10] BROWN, Arthur E.; GEORGE, Lake. *Reciprocating machines with both primary and secondary counter rotating balancers*. Patent US 4509378. 1985
- [11] KANDLER, William C. *Inline counterbalance weight system for a single cylinder engine*. Patent US 4800852. 1989
- [12] SALAZAR RIVERA, Luisa F. Diseño de sistema de relación de compresión variable para un motor de combustión interna monocilíndrico de investigación similar al CFR. Trabajo de grado Ingeniería Mecánica. Universidad Tecnológica de Pereira. 2017
- [13] MITEC AUTOMOTIVE AG. *Gear and balance shaft for a piston engine*. Patent US 8561589. 2013
- [14] HYUNDAI MOTOR COMPANY. *Balance shaft module of engine*. Patent US 8468996. 2013

- [15] HERZOG INTERTEC GMBH. *Balancing shaft*. Patent US 8413630. 2013
- [16] BUDYNAS Richard G.; NISBETT J Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Octava edición. McGraw Hill, México 2008
- [17] VANEGAS USECHE, Libardo V. Diseño de Elementos de Máquinas. Cap 5. (En proceso de solicitud de publicación)
- [18] JUVINALL, R. C. *Stress, Strain and Strength*. Nueva York: McGraw-HILL, 1967, pág, 234.
- [19] FAIRES, V. M. Diseño de Elementos de Máquinas. México: Editorial Limusa, 1995. 4ª Reimpresión.
- [20] TEXROPE. Catálogo Industrial. E4/80001. Abina S.L.
- [21] SAI RAM, K, Dynamic analysis of balancing of an automobile engine using ADAMS, *International Journal of Engineering Research and Development*, vol. 2, 2012.
- [22] CORNELL CANDEA, Clawson. STACH, Roberte. *Engine Balancing device with a lubricant side discharge*. Patent US 4703724. 1987
- [23] HONDA. *Motorcycles Engines. Global 700cc Engines For Next Generation. Article*. [En línea]. Available: <http://world.honda.com/Global-700cc-engine/>.
- [24] CASANOVA KINDELAN, Jesus, SÁNCHEZ LENCERO, Tomas Manuel, MUÑOZ BLANCO, Antonio. Equilibrado de Motores. Motores de Combustión Interna Alternativos. Valencia, España. Universidad Politécnica de Valencia. 1984.

ANEXOS

CODIGO DE PROGRAMACIÓN DE MATLAB PARA HALLAR LAS MASAS DE BALANCEO

```
%%  
  
alfa=0.835;  
beta=0;  
  
%% Valores de función_x  
  
A1=18000;  
B1=1;  
C1=-100;  
  
A2=-4400;  
B2=-2;  
C2=-82;  
  
%% Valores de función_y  
  
A3=19550;  
B3=1;  
C3=0;  
  
A4=0;  
B4=-2;  
C4=0;  
  
%% Función_x  
  
S_x=A1.*sind(B1.*angulo+C1)+A2.*sind(B2.*angulo+C2);  
S_y=A1.*sind(B1.*angulo+C1+90)+A2.*sind(B2.*angulo+C2+90);  
figure, plot(angulo,fx),hold on, plot(angulo, S_x,'-r')  
  
%% Función_y  
S_y1=A3.*sind(B3.*angulo+C3)+A4.*sind(B4.*angulo+C4);  
S_x1=A3.*sind(B3.*angulo+C3+90)+A4.*sind(B4.*angulo+C4+90);  
figure, plot(angulo,fy), hold on, plot(angulo, S_y1,'-r')  
  
%%
```

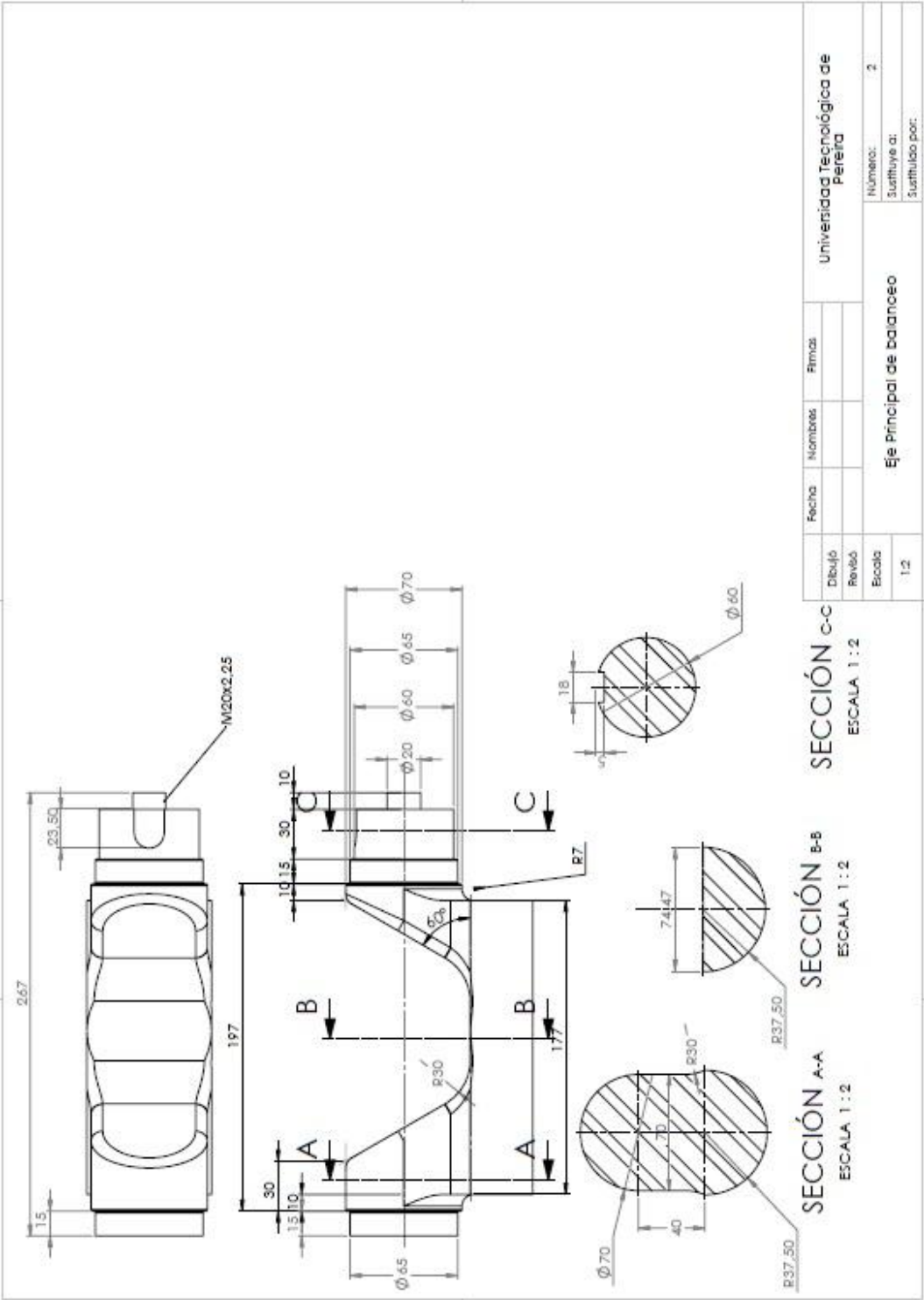
```

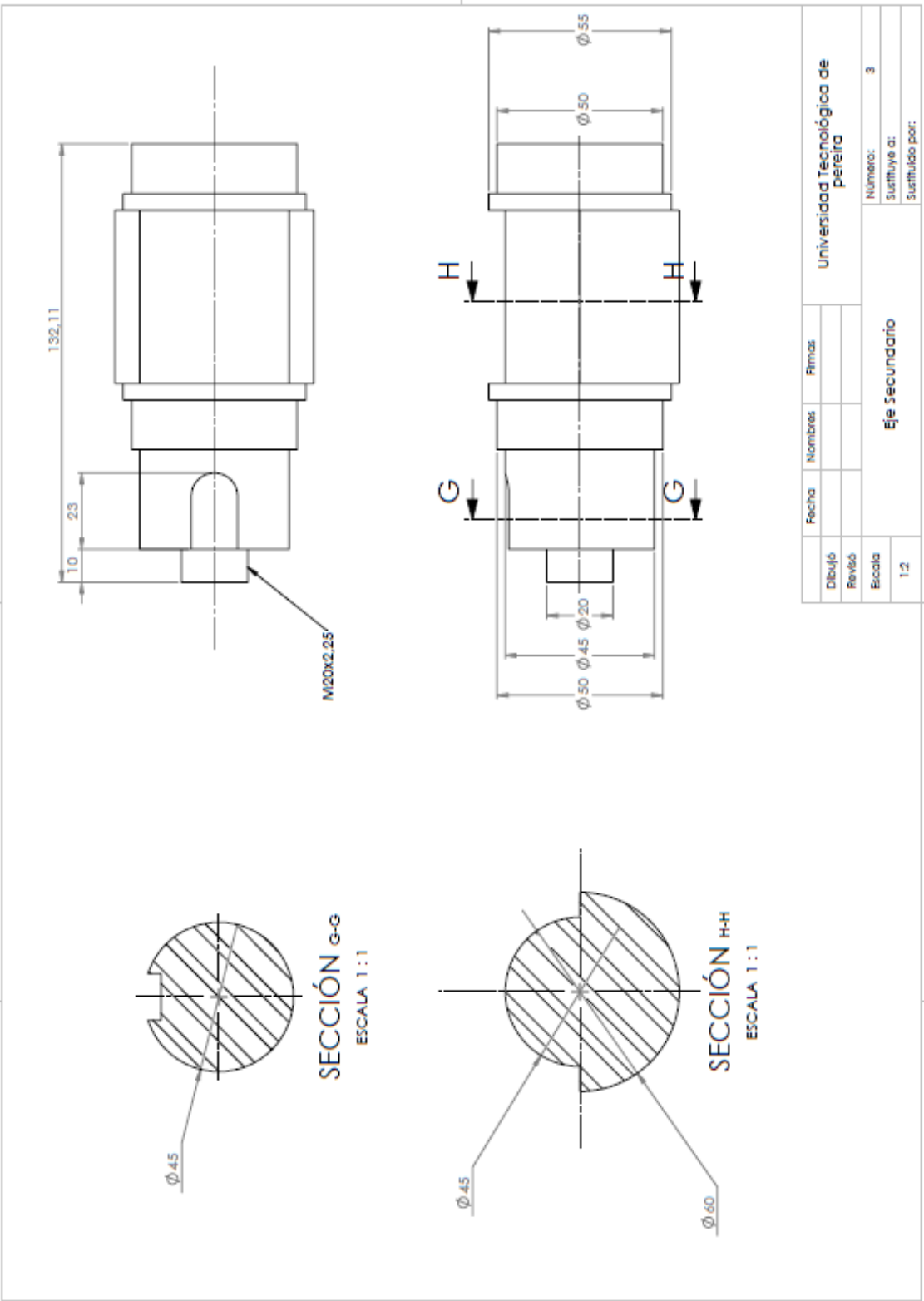
Sac_m=(fx-alfa*S_x-beta*S_x1)+(fy-alfa*S_y-beta*S_y1)*1i;
figure('Color','w','Position', [100, 0, 1049, 895])
    subplot(2,2,1),plot(angulo,real(Sac_m)),title('Fuerza Sacudimiento en X'),xlim([0
720]),...
        ylabel('Fuerza [N]'), set(gca,'xTick',0:90:720), grid on
    subplot(2,2,3),plot(angulo,imag(Sac_m)),title('Fuerza Sacudimiento en
Y'),xlim([0 720]),...
        ylim([-2e4 4e4]), xlabel('Ángulo Cigueñal [°]'), ylabel('Fuerza [N]'),...
        set(gca,'xTick',0:90:720), grid on
    subplot(2,2,[2 4]), polar(angle(Sac_m),abs(Sac_m))

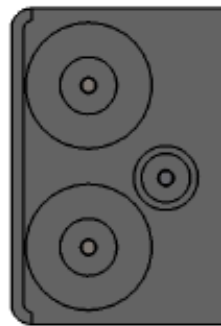
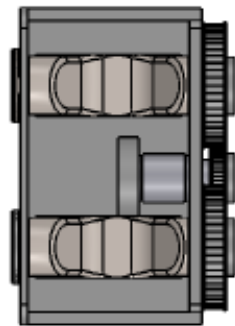
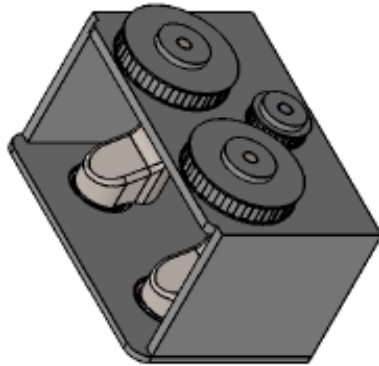
% saveas(gcf,'Sacudimiento inicial','jpg')

```

PLANOS CONSTRUCTIVOS







N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Eje Principal		2
2	Eje Secundario		1
3	Polea Primaria	dp=15mm p=9,525 mm	2
4	Polea Secundaria	dp=75mm p=9,525 mm	1
5	Base		1
6	Tapa Base		1
7	B18.2.3.2M - Formed Hex screw, M10 x 1.5 x 50 - 50WN		9
8	NSK 6913		4
9	NKS 6910		2
10	Retenedor G		2
11	Retenedor P		1

Fecha	Nombres	Firmas	Universidad Tecnológica de Pereira Sistema de Balanceo Número: 1 Sustituye a: Sustituido por:
Dibujó			
Revisó			
Escala 1:5			